

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Institut dopravy

Návrh předních závěsů kol vozu Formula Student

Design of Front Wheel Suspension of Student Formula Car

Student:

Bc. Tibor Kállai

Vedoucí diplomová práce:

Ing. Jakub Šmiraus

Ostrava 2014

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Institut dopravy

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Tibor Kállai**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 2301T003 Dopravní technika a technologie
Specializace: 20 Silniční doprava
Téma: **Návrh předních závěsů kol vozu Formula Student**
Design of Front Wheel Suspension of Student Formula Car

Zásady pro vypracování:

1. Úvod
2. Rozbor problematiky zavěšení kol formulových vozů
3. Navržení kinematického uspořádání přední nápravy
4. Návrh komponent zavěšení předního kola
5. Optimalizace navržených komponent z hlediska hmotnosti a vyrobiteľnosti
6. Vytvoření kompletní výkresové dokumentace, montáž komponent a ověření výsledků
7. Zhodnocení a doporučení
8. Závěr

Seznam doporučené odborné literatury:


1. ENERT, J. Úvod do metody konečných prvků. 1. vyd. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 1999. 109 s. ISBN 80-7078-686-8.
2. Milliken W., Milliken D. J.: Race Car Vehicle Dynamics Warrendale, USA, 1995. ISBN 0-8376-0142-8.
3. VLK, František. Podvozky motorových vozidel. 3. přeprac., rozš., aktualiz. vyd. Brno: František Vlk, 2006, 464 s. ISBN 80-239-6464-X.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí diplomové práce: **Ing. Jakub Šmiraus**

Datum zadání: 13.12.2013

Datum odevzdání: 19.05.2014


doc. Ing. Aleš Slíva, Ph.D.
vedoucí katedry

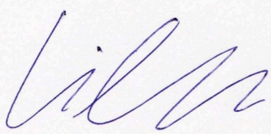



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 10.5. 2014


.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

Jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.

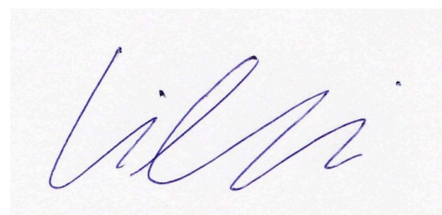
beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).

souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci, obsažené v Záznamu o závěrečné práci, umístěném v příloze mé kvalifikační práce, budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.

bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.

bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).

beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.



V Ostravě 10. 5. 2014

Podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce: Bc. Tibor Kállai

Adresa trvalého pobytu autora práce: Zahradní 407, Mladá Vožice, 391 43

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

KÁLLAI, T. *Návrh předních závěsů kol vozu Formula Student*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Institut dopravy, 2014, 92 s. Vedoucí práce: Šmiraus, J.

Diplomová práce se zabývá návrhem kompletního předního zavěšení formulového vozu dle pravidel Formule Student 2013. V první fázi vývoje bylo navrženo kinematické uspořádání zavěšení předních kol, které bylo následně optimalizováno. Na základě tohoto návrhu bylo vytvořeno konstrukční návrh předního nezávislého zavěšení, včetně odpružení a stabilizace, ve kterém jsou zahrnuty jak náklady na výrobu, konstrukční složitost, tak i požadované vlastnosti, jako je například funkčnost, design, hmotnost nebo kinematický pohyb kola vzhledem k rámu vozidla. V další fázi vývoje byly vypočteny síly působící na jednotlivé komponenty při různých jízdních režimech. Toto zatížení je vstupní hodnotou pro následnou kontrolu komponent metodou konečných prvků. Vyhотовená výkresová dokumentace slouží k výrobě a montáži jednotlivých prvků zavěšení.

Klíčová slova: Formule Student, FSAE, přední zavěšení, geometrie, konstrukce

ANOTATION OF MASTER THESIS

KÁLLAI, T. *Design of Front Wheel Suspension of Student Formula Car: Master thesis*. Ostrava VSB- Technical University of Ostrava, Faculty of Engineering, Institute of Transport, 2014, 92p. Supervisor: Šmiraus, J.

This master's thesis deals with the design of complete front suspension of formula's car according to the rules of Formula Student 2013. The first phase of development was to design a kinematic arrangement of the front suspension, which was optimized later. On the basis of this design was to create the design of the front independent suspension including springing and stabilization, which includes production costs, complexity of design, desired characteristic (such as functionality, design, weight and kinematic movement of the wheel relative to the vehicle frame. In the next stage of development forces acting on the individual components in various driving modes were calculated. This load is the baseline for subsequent monitoring component by Finite Element Method. A completed drawings are used for the production and assembling of individual parts of the suspension.

Key words: Formula Student, FSAE, Front suspension, geometry, construction

Obsah

Seznam použitých zkratk a symbolů

1	Úvod	10
2	Formula Student/SAE.....	11
2.1	Souhrn pravidel pro konstrukční návrh formule Student.....	12
2.2	Soutěžní třídy formule Student	12
2.3	Závodní disciplíny formule Student	13
2.4	Konstrukce zavěšení formulových vozů	19
2.5	Základní geometrie zavěšení kol	21
3	Kinematické uspořádání předního zavěšení	30
3.1	Navržené základní rozměry	30
3.2	Určení referenčního bodu na rámu	31
3.3	Návrh geometrie zavěšení.....	32
3.4	Měření průběhu kinematických charakteristik zavěšení a její optimalizace	34
3.5	Optimalizace souřadnic bodů zavěšení R	36
4	Návrh komponent zavěšení předního kola	38
4.1	Zavěšení kol	38
4.2	Hlavní části předního zavěšení	39
4.3	Ramena zavěšení.....	39
4.4	Vzpěrná tyč	40
4.5	Vahadlo	41
4.6	Systém odpružení.....	42
4.7	Stabilizátor.....	43
4.8	Držáky	44
4.9	Variety zabudování předního odpružení	45
4.10	Výsledné řešení zavěšení předních kol.....	47
4.11	Cenové shrnutí zavěšení předních kol.....	49
5	Optimalizace	50

5.1	Optimalizace vybraných komponent	50
5.2	Výpočet zatížení pro následnou analýzu MKP	51
5.3	Těžiště vozidla	54
5.4	Výpočet těžiště vozidla	55
5.5	Výpočet zatěžujících sil	58
5.6	Kontrola optimalizovaných součástí metodou konečných prvků	70
6	Výkresová dokumentace	81
6.1	Montáž	82
7	Zhodnocení a doporučení	84
8	Závěr	86
9	Seznamy	88
9.1	Seznam obrázků:	88
9.2	Seznam tabulek:	90
9.3	Seznam použité literatury	90
9.4	Seznam příloh	92
9.5	Použitý software	92

Seznam použitých zkratk a symbolů

Značka	Veličina	Jednotka
B	rozchod kol	m
F_{B1}	brzdná síla působící v místě dotyku kola s vozovkou na přední nápravě	N
F_{B2}	brzdná síla působící v místě dotyku kola s vozovkou na zadní nápravě	N
F_{BL}	boční síla působící na vnější kolo přední nápravy	N
F_{BP}	boční síla působící na vnitřní kolo přední nápravy	N
F_O	odstředivá síla	N
F_{RP}	rozjezdová síla působící v místě dotyku kola s vozovkou na přední nápravě	N
F_{RZ}	rozjezdová síla působící v místě dotyku kola s vozovkou na zadní nápravě	N
F_S	setrvačná síla	N
F_{YP}	boční síla působící na přední nápravu	N
$F_{Y'}$	boční síla působící na vnější kolo přední nápravy	N
$F_{Y''}$	boční síla působící na vnitřní kolo přední nápravy	N
$F_{Z'}$	zatěžující síla působící na vnější kolo přední nápravy	N
$F_{Z''}$	zatěžující síla působící na vnitřní kolo přední nápravy	N
F_{Zk}	zatěžující síla na jednotlivá kola přední nápravy	N
F_{ZL}	celková velikost zatěžující síly působící na vnější kolo	N
F_{Zmax}	maximální zatěžující síla na přední nápravě	N
F_{ZP}	celková velikost zatěžující síly působící na vnitřní kolo	N
F_{ZRZ}	zatížení zadní nápravy při rozjezdu	N
F_{ZRP}	zatížení přední nápravy při rozjezdu	N
F_Z	zatěžující síla na přední nápravě	N
G	tíha hmotnosti připadající na řešenou nápravu	N
G_N	tíha neodpružených hmot vozidla na řešené nápravě	N
G_O	tíha odpružených hmot vozidla připadající na řešenou nápravu	N
G_P	tíha odpružené hmotnosti připadající na řešenou nápravu	N
h	výška těžiště od opěrné roviny	m
h_o	kolmá vzdálenost těžiště od spojnic středů přední a zadní nápravy	m
h_t	výšková poloha těžiště	m
K	volba míry bezpečnosti	-
k_1	dynamický koeficient určený tuhostí pneumatiky a zatěžující silou	-
k_1	koeficient změny zatížení nápravy při rozjezdu	-
k_2	koeficient bezpečnosti	-
l	rozvor náprav	m
l_o	vodorovná vzdálenost těžiště vozidla od přední nápravy	m
l_z	vodorovná vzdálenost těžiště vozidla od zadní nápravy	m

$m_{\text{tlumiče}}$	hmotnost tlumiče odpružení	kg
m_{brzd}	hmotnost brzd	kg
$m_{\text{držáků}}$	hmotnost držáků	kg
m_{kola}	hmotnost kola	kg
$m_{\text{ložiska}}$	hmotnost ložiska	kg
$m_{\text{náboje}}$	hmotnost náboje kola	kg
m_{ramen}	hmotnost ramen	kg
$m_{\text{šroubů}}$	hmotnost šroubů kol	kg
$m_{\text{těhlice}}$	hmotnost těhlice	kg
$m_{\text{tyče}}$	hmotnost tyče řízení	kg
m_{n1}	hmotnost neodpružených hmot připadajících na jedno kolo	kg
m_n	hmotnost neodpružených hmot připadajících na přední nápravu	kg
m	celková hmotnost vozidla	kg
m_p	hmotnost vozidla připadající na přední nápravu	kg
m_{p2}	okamžitá hmotnost připadající na zadní nápravu	kg
m_z	hmotnost vozidla připadající na zadní nápravu	kg
m	celková hmotnost vozidla	kg
m_{pneu}	hmotnost pneumatiky	kg
n	závlek	mm
R	poloměr směrového oblouku	m
r_d	poloměr kola	m
r_o	poloměr rejdu	mm
v	rychlost jízdy	km/h
α	úhel náklonu vozidla	deg
γ	odklon kola	deg
δ	sbíhavost kol	deg
ΔF_z	rozdíl zatížení kola na přední nápravě	N
ΔF_{z1}	rozdíl zatížení kola na zadní nápravě	N
ΔF_{z2}	rozdíl zatížení kola v důsledku	N
Δm_{p2}	přírůstek hmotnosti na zadní nápravě	kg
μ_{FY}	koeficient bočních sil při přímé jízdě	-
μ_Y	součinitel boční přilnavosti pneumatiky	-
μ	součinitel přilnavosti	-
σ	příklon rejdivého čepu	deg
σ_{dt}	dovolené napětí v ohybu	MPa
σ_{redMAX}	zjištěné maximální redukované napětí	MPa
τ	záklon rejdivé osy	deg

1 Úvod

Tato diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem předního zavěšení vozidla Formula Student. V první části diplomové práce se zabývám rozбором pravidel organizace SAE International, která je organizátorem soutěže Formula Student/SAE. Zabývám se jak pravidly související s konstrukčním návrhem předního zavěšení kol, tak také disciplínami ve kterých se na závodech soutěží. Jedná se o disciplíny statické a disciplíny dynamické.

V další kapitole se podrobně nabývám rozбором geometrie zavěšení kola, které jsou důležité pro dobré jízdní vlastnosti vozidla a životnost pneumatik. Jedná se především o následující veličiny: úhel odklonu kola, poloměr rejdu, příklon rejdové osy, záklon rejdové osy, závlek a úhel sbíhavosti.

Ve třetí kapitole se zabývám vlastním návrhem geometrie zavěšení kol, kde již pracuji s výše zmíněnými veličinami, které porovnávám, měřím a především optimalizuji. Návrh geometrie zavěšení kol se váže ke čtvrté kapitole, kterou je konstrukční návrh předního zavěšení. Zde podrobně rozebírám jednotlivé konstrukční celky a součásti.

Další kapitolou je optimalizace vybraných komponent. Optimalizace je důležitá hned z několika důvodů. Tím nejdůležitějším je bezesporu úspora hmotnosti, která vede k lepším jízdním výkonům. Je ovšem nutné jednotlivé komponenty pevnostně zkontrolovat. Proto se zabývám také působením sil na jednotlivé komponenty při různých jízdních situacích a jejich výpočtem.

Velikost těchto zatěžujících sil je vstupní parametr pro následnou kontrolu vybraných komponent metodou konečných prvků, kde kontroluji správné dimenzování komponent zjišťováním napětí a velikostí deformací.

V poslední kapitole se zabývám tvorbou výkresové dokumentace nutné pro výrobu všech komponent, které nedodají externí firmy. Část těchto komponent je schopen závodní tým vyrobit vlastními silami, další část komponent vyrábí Katedra obrábění a montáže. Součástí poslední kapitoly je také stručný popis montáže jednotlivých konstrukčních celků až do finální podoby zavěšení předních kol.

Během vývoje prvního vozidla formulového typu na akademické půdě Vysoké školy báňské závodní tým nabírá především zkušenosti. V průběhu vývoje proto dochází různým problémům technického charakteru, které je třeba určitým způsobem eliminovat. Proto je důležité všechny tyto poznatky zapsat a čerpat z nich při vývoji dalšího prototypu.

2 Formula Student/SAE

Formule Student/SAE (Society of Automotive Engineers) je konstrukční soutěž pro studenty technických vysokých škol organizována pod hlavičkou SAE International, která vznikla v USA v roce 1981. Do Evropy se dostala a v roce 1998 a v současné době se jí zúčastní přes 500 týmů z celého světa. Úkolem je dle zadání vyvinout a postavit funkční prototyp vozidla formulového typu poháněného motocyklovým motorem o zdvihovém objemu maximálně 600 kubických centimetrů, jenž je nabídnut neprofesionálnímu víkendovému jezdcí.

Velký důraz je tak kladen nejen na vysoký výkon, ale i na snadnou údržbu a spolehlivost. Vůz by měl být bezpečný a především co nejlevnější (v pravidlech je ukotvena maximální částka na vývoj 25 000 amerických dolarů). Produkční plán předpokládá výrobu 1000 kusů ročně. Na mezinárodních soutěžích se pak hodnotí jak jízdní vlastnosti formule a design, tak marketingový plán a konečná cena. Nejlepší formule se pak dočká „výroby“.



Obr. 2.1: Vizualizace studentské formule

Předpokládá se tak vznik malého vývojového týmu, který simuluje konstrukční firmu, jenž má za úkol vyvinout a vyrobit, či navrhnout jednotlivé konstrukční celky. Ve stručnosti se dá říct, že se jedná o rám, zavěšení, řízení, brzdovou soustavu, pohonnou jednotku, palivovou nádrž, chlazení a design karoserie. Opomenout nemůžeme ani marketingový plán a prezentaci, které mají na závodech nezanedbatelný vliv na celkové umístění. [2,14]

2.1 Souhrn pravidel pro konstrukční návrh formule Student

Aby byla studentům umožněna maximální flexibilita v konstrukčním návrhu jednotlivých komponent potřebných pro sestavení celého vozu, jsou pravidla dostatečně volná a existuje jen velmi málo omezení. Pravidla jsou tedy koncipována tak, aby byla zaručena co největší bezpečnost a objektivní hodnocení jednotlivých sledovaných celků.

Vozidlo s otevřenou karoserií musí být určeno pro jednoho jezdce a musí mít 4 kola, která nejsou v přímce a nejsou zakrytá. Karoserie dále nesmí mít žádný otvor procházející do prostoru řidiče při pohledu zepředu. Z horního pohledu na vozidlo musí být mezera mezi pneumatikou a kteroukoliv částí vozidla minimálně 2,7 palců (68,6 mm). Minimální hodnota rozvoru činí 1525 mm. Měří se od středů dotyků přední a zadní pneumatiky se zemí, přičemž kola jsou natočena rovně. Mezi další důležitý rozměr patří rozchod. Jeho hodnota je rovna minimálně 75 % rozvoru. Vozidlo musí být dále vybaveno funkčním závěsným systémem s tlumiči nárazů a to jak vpředu, tak vzadu. Systém musí umožnit propružení minimálně 25,4 mm a odskok 25,4 mm měřeno se sedícím řidičem. Světla výška musí být taková, aby se zabránilo dotyku jakékoliv části vozu vyjma pneumatik se zemí. Pneumatiky mají průměr minimálně 203,2 mm a mohou být použité dva druhy (suché a mokré). [15]

2.2 Soutěžní třídy formule Student

Třída 1

Tato třída je nejvyšší třídou formule Student. Soutěžící v Třídě 1 se musí zúčastnit všech sedmi bodovaných disciplín a zároveň musí projít nebodovanými bezpečnostními testy. Do těchto testů patří měření hluku, rychlost opuštění vozu, funkčnost brzd a náklonový test.

Třída 2

Do této třídy spadají všechny týmy, které se chtějí zúčastnit závodů a chtějí získat důležité zkušenosti a poznatky, přesto se jim nepodařilo sestavit plně funkční vůz, jenž by se mohl zúčastnit i dynamických disciplín. Týmy tak soutěží pouze ve statických disciplínách.

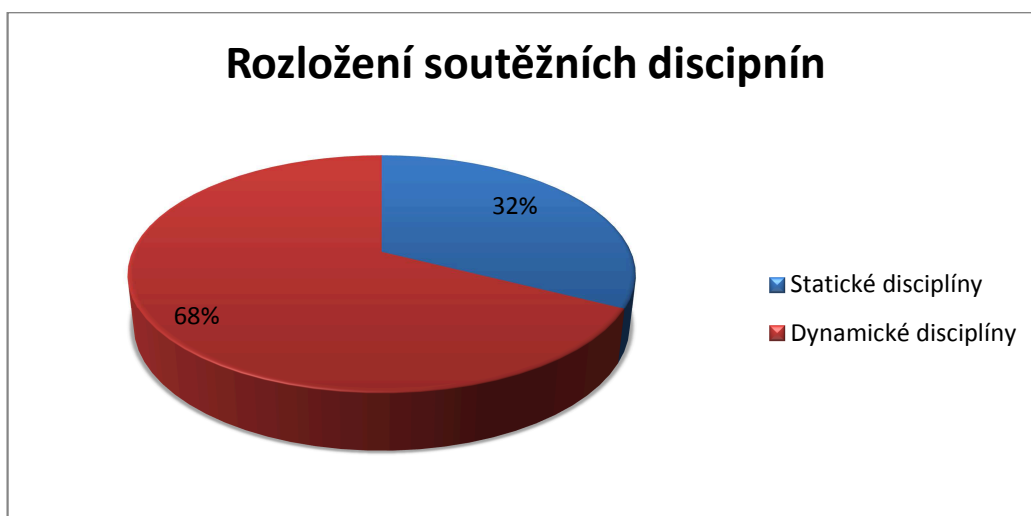
Třída 3

Tato třída je určena pro nově vzniklé týmy, které na svých vozidlech pracují první rok. Jde především o získávání zkušeností, tudíž není nutné mít hotové všechny konstrukční

prvky a mít tak plně funkční vozidlo a kompletní marketingový plán. Vozidla se tak zúčastní pouze části zaměřené na design. [14]

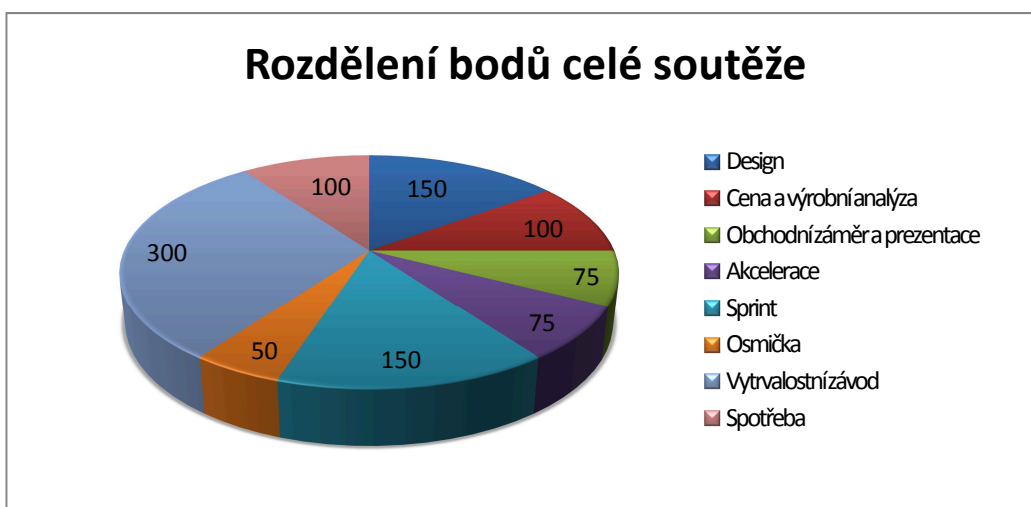
2.3 Závodní disciplíny formule Student

Každá oficiální soutěž organizace Formula Student je rozdělena na dvě části. Tu první tvoří statické disciplíny, při kterých se vozidlo prezentuje před odbornou porotou, kde závodní týmy obhajují všechny své řešení. Do této části spadají i nebodované disciplíny, které sice nemají vliv na celkové umístění, rozhodují však o tom, zda se jednotlivé závodní týmy budou moci zúčastnit i druhé části. Statické disciplíny se pak na celkovém možném bodovém zisku podílejí přibližně jednou třetinou.



Obr. 2.2: Rozložení soutěžních disciplín, [14]

Druhou částí jsou dynamické disciplíny, kdy vůz již závodí na trati a body jsou závodním týmům přidělovány podle jízdních výkonů.



Obr. 2.3: Bodové rozdělení, [14]

2.3.1 Statické disciplíny

Tab. 2.1: Statické disciplíny, [14]

Statické disciplíny	
Technická kontrola	nebodovaná
Design	150 bodů
Cena a výrobní analýza	100 bodů
Obchodní záměr a prezentace	75 bodů
Celkem	325 bodů

Nebodovaná technická kontrola

Cílem technické kontroly je zjistit, zda vozidlo splňuje všechny předepsaná pravidla a omezení vydaná organizací Formula Student. Jakákoliv skutečnost ohrožující bezpečnost znamená, že vozidlo není připuštěno k dynamickým disciplínám.

Do technické kontroly patří zkouška hluku, která se měří v určité výšce a vzdálenosti od os zadní části vozidla. Zkouška funkčnosti odpružení. Funkčnost není důležitá jen pro pohodlí jezdce, ale i pro stabilitu vozidla a především pro bezpečnost, kdy při možném kontaktu vozidla s vozovkou se vozidlo může stát neovladatelné a může bezprostředně ohrožovat ostatní účastníky soutěže. Náklonová zkouška, která se skládá ze dvou částí, přičemž během té první je vozidlo bez řidiče umístěno na speciální rampu a nakloněno o 45° do boku. Během této zkoušky se vozidlo nesmí převrátit a ani z něj nesmí vytéct žádná kapalina. Druhá část náklonové zkoušky se provádí s řidičem sedícím v normální poloze, kdy se vozidlo naklání o 60° v obou směrech. Simuluje se přetížení o velikosti 1,7 G a převrácení. Zkouška brzd musí prokázat, že je vozidlo schopno bezpečně zpomalit a zastavit. Při brzdění se musí zablokovat všechny čtyři kola, přičemž vozidlo nesmí jít do smyku.

Design (150 bodů)

V této části odborná porota posuzuje jak vzhled vozidla, tak i jednotlivá technická řešení při návrhu jednotlivých částí vozidla. Zkoumá se zpracování, kvalita i vhodnost použití nakupovaných komponent. Důležitou roli má i porozumění všech členů závodního týmu dané problematice.

Cena a výrobní analýza (100 bodů)

Výrobní analýza a celková cena je rovněž velmi důležitou částí celkového hodnocení vozidla. V pravidlech je zakotven předpoklad výroby přibližně 4 vozidel denně s cenou maximálně 25 000 amerických dolarů. Účelem této disciplíny je nejen udržet výrobní náklady na co nejnižší úrovni, ale také naučit studenty ekonomicky přemýšlet a hodnotit cenu svých navržených řešení. Odborné porotě je dodán kompletní montážní kusovník zahrnující i spojovací materiál. Všem položkám v kusovníku je přiřazena cena dle normalizované tabulky nákladů a konečná cena je pak prezentovaná před odbornou porotou, která zkoumá kompletnost kusovníku a správnost nacenění jednotlivých položek.

Obchodní záměr, prezentace (75 bodů)

V poslední statické disciplíně je hodnocena schopnost závodního teamu prezentovat svůj obchodní záměr, který je zaměřen na výrobu a prodej závodního vozu. Cílem je přesvědčit porotu, že právě toto vozidlo nejlépe splňuje všechny požadavky, které byly na vozidlo kladené. Prezentace probíhá výhradně v anglickém jazyce a hodnotí se tak i projev, jazyková vybavenost a schopnost teamu odpovídat na otázky poroty

2.3.2 Dynamické disciplíny

Dynamické disciplíny naplno prokážou kvalitu navrženého konstrukčního řešení vozidla. Základní podmínkou je mechanická neporušenost vozidla během dané jízdní zkoušky. Jakýkoliv stav, který může ohrozit celistvost vozidla nebo povrch okruhu, popřípadě může představovat potenciální nebezpečí pro ostatní účastníky je důvodem pro okamžité vyloučení z dané disciplíny.

Tab. 2.2: Dynamické disciplíny, [14]

Dynamické disciplíny	
Akcelerace	75 bodů
Sprint	150 bodů
Osmička	50 bodů
Spotřeba	100 bodů
Vytrvalostní závod	300 bodů
Celkem	675 bodů

Akcelerace (75 bodů)

V této dynamické disciplíně se měří akcelerace z nulové rychlosti na přímé a rovné vozovce na délce 75 metrů. Trať je 4,9 metrů široká a je ohraničena kužely umístěnými od sebe na vzdálenost pěti kroků. Závodní tým má k dispozici dvě rozjížděky a hodnotí se čas, za který vozidlo tuto vzdálenost ujede. Při sražení kužele se k času připočítávají 2 vteřiny. Vybočení z trati vede k diskvalifikaci.

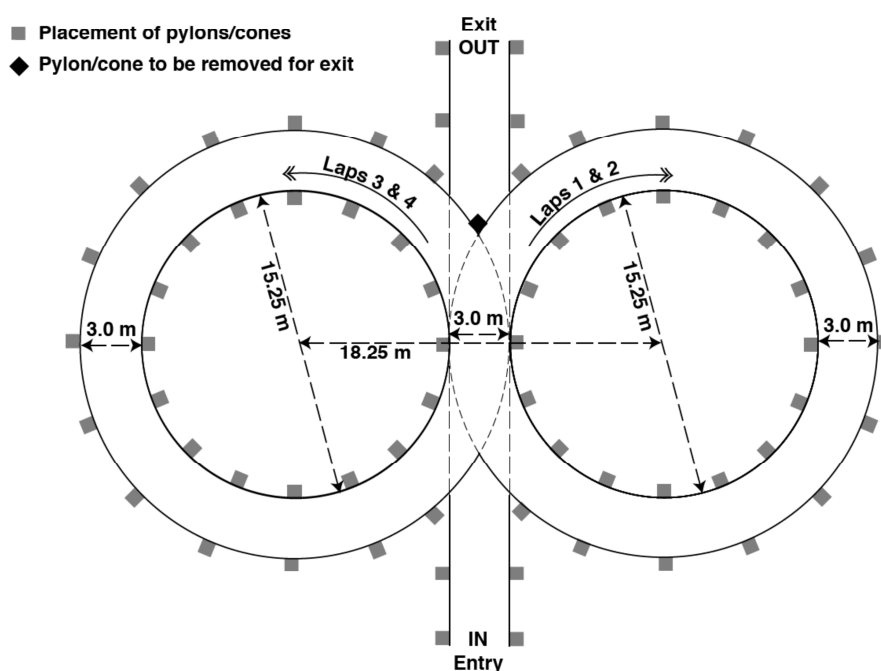
Sprint (150 bodů)

V této disciplíně se posuzuje ovladatelnost vozu a jeho ovládání. Cílem je zkombinovat výkon vozidla, jeho zrychlení, schopnost zatáčet a brzdit. Sprint probíhá na jedno kolo na trati dlouhé přibližně 0,805 km, široké minimálně 3,5 metrů vymezené kužely, přičemž trať je navržena pro maximální rychlost 100 km/h a průměrnou rychlost 40-48 km/h. Rovinky jsou dlouhé maximálně 60 metrů a minimální průměr zatáček činí 9 metrů. Pro snížení průměrné rychlosti se na trati mohou vyskytovat šikany či zatáčky se zmenšujícím se poloměrem. Hodnotí se čas, za který řidič projede jedno kolo. K výslednému času se připočítávají penalizace za sražení kužele a vynechání branky.

Osmička (50 bodů)

Disciplína zvaná „Osmička“ hodnotí ovladatelnost vozidla v zatáčkách. Závod probíhá na okružní dráze skládající se ze dvou kružnic o průměru 15,25 metrů. Kružnice jsou od sebe vzdáleny 18,25 metrů a šířka pruhu činí 3 metry. Vozidla po startu najíždějí kolmo ke kružnicím a najíždějí do pravého kruhu, který se dvakrát vykrouží a plynule se přejede do kruhu levého. Opět se vykrouží dvě kola a vozidlo vyjede výjezdem značeným „Out“. V této disciplíně, na kterou má závodní team dva pokusy, se měří celkový čas, ke kterému jsou připočítávány penalizace za sražení kuželů.

FSAE SKIDPAD LAYOUT



Obr. 2.4: Disciplína osmička, [14]

Vytrvalostní závod (300 bodů)

Tato dynamická disciplína je pro konečné pořadí v celém závodě nejdůležitější a závodní teamy mohou získat až 300 bodů. Vytrvalostní závod je také ze všech disciplín nejkomplexnější a nejlépe prověří připravenost závodního týmu. Hodnotí se celková spolehlivost vozidla, výkon pohonné jednotky a také umění jezdců na závodní trati.

Vytrvalostní závod se jako jediná soutěžní disciplína skládá z jedné rozjížděky na trati dlouhé 22 kilometrů, kdy v polovině závodu dochází k výměně jezdců. Tato výměna nesmí trvat déle než tři minuty, přičemž se čas výměny nezapočítává do konečného času.

Závodní trať je navržena tak, by vozidla dosahovala průměrné rychlosti maximálně 57 km/h a maximální rychlosti 105 km/h. K tomu jsou uzpůsobené rovinky dlouhé maximálně 77 metrů. Na trati jsou trvalé začátky o průměru 30-54 metrů a vlásenkové zatáčky a minimálním průměru 9 metrů. Minimální šířka tratě je pravidly stanovena na 4,5 metrů.

Vzhledem k tomu, že řidiči jsou studenti bez závodní licence, je na trati zakázáno jet tzv. kolo na kolo. Předjíždět se může pouze v předjížděcí zóně pod dohledem traťového komisaře.

Velkou částí tvořící celkový čas a tím i umístění v konečném pořadí tvoří penalizace. Penalizují se týmy, které nejsou připraveny na startu, dvěma minutami, každé sražení kužele dvěma vteřinami. Vyjetí z tratě je penalizováno 20 vteřinami.

Spotřeba (100 bodů)

Vytrvalostní závod je komplexní disciplínou, do které spadá také měření spotřeby paliva. Tato poslední disciplína nejlépe prověří naladění vozidla pro závod, především po stránce pohonné jednotky. Ta musí být naladěna tak, aby jezdcí poskytovala maximální výkon během závodu, přesto musí být dostatečně úsporná.

Pokud průměrná spotřeba na jedno kolo přesáhne 26 litrů na 100 kilometrů, závodní tým obdrží v této disciplíně 0 bodů.

2.3.3 Dodatek k pravidlům

Použití dynamometrů

Každý závodní tým může používat dynamometr, je-li k dispozici během závodního víkendu. Jedinou podmínkou pro použití dynamometru je úspěšné zvládnutí nebodované technické kontroly. Při testování na dynamometru je povoleno testování zapalování, vyladění palivové soustavy a hnacího ústrojí.

Pohyb vozidla mimo trať

Je výslovně zakázáno, aby se vozidlo pohybovalo vlastní silou jinde než na závodní nebo tréninkové trati. Pro pohyb vozidlo mimo trať se používá tlačící tyč.

Tlačící tyč

Tlačící tyč je jediný technický prostředek, pomocí kterého se vozidlo může pohybovat po závodišti. Jedná se o odstranitelné zařízení, které je umístěno v zadní části vozidla. Při jeho použití musí být vozidlo všemi čtyřmi koly na zemi. Manévrovatelnost je zajištěna jezdce sedícím ve vozidle. Vozidlo tlačí dva členové závodního týmu, přičemž toto zařízení musí být schopno zpomalit nebo zcela zastavit vozidlo. Toto technické zařízení je součástí technické kontroly.

Použití jiných vozidel

Osobní automobily a přívěsy členů závodních týmů musí být odstaveny v předem určených oblastech. Uvnitř soutěžního areálu mohou být vozidla pouze akreditovaná organizací Formula Student. Dále je zakázáno používat uvnitř areálu motocykly, čtyřkolky, jízdní kola, koloběžky, kolečkové brusle či skateboardy.

Řízení za chodu pohonné jednotky

Pohonná jednotka může být v chodu, pouze pokud vozidlo prošlo technickou kontrolu a pohybuje se po závodní nebo tréninkové trati. V padoku může být pohonná jednotka v chodu, pokud je vozidlo umístěno na adekvátních stojanech a pokud jsou poháněná kola zvednuta minimálně 10,2 cm od země nebo pokud jsou zcela sejmuta.

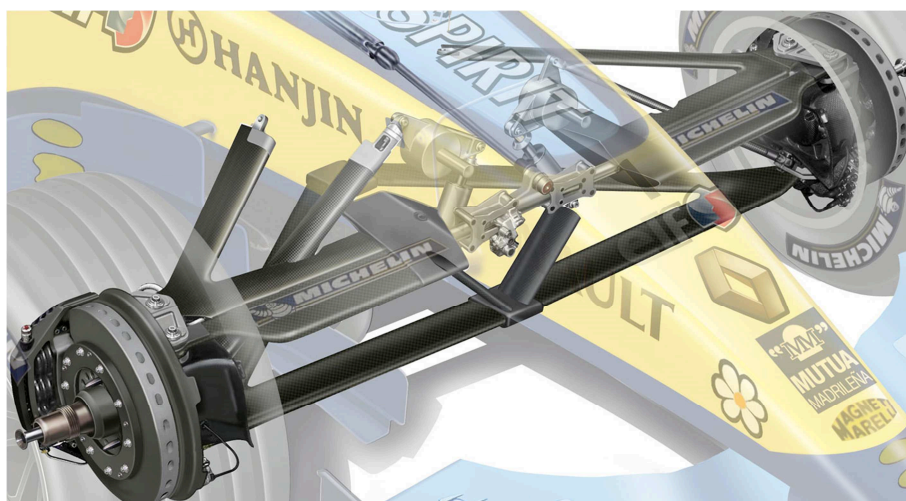
2.4 Konstrukce zavěšení formulových vozů

Konstrukční řešení zavěšení formulových vozů ve většině případů vychází z klasického lichoběžníkového zavěšení kol, které je tvořeno rameny. Zde již však vznikají poměrně velké odlišnosti v závislosti na použití vozidla a především jeho ceně.

2.4.1 Formule 1

Tato královská disciplína motoristického sportu se vyznačuje jak nebývale velkou sledovaností po celém světě, tak také tím, že je výkladní skříní moderních technologií, které se pak ve velkém uplatňují také při vývoji sportovních vozů.

Vzhledem k tomu, že monoposty Formule 1 dosahují během závodu více než 300 km/h, je kladen velký požadavek na aerodynamiku celého vozu. Proto je třeba zajistit neměnnou světlou výšku vozu při jednotlivých jízdních stavech, což zaručí konstantní proudění vzduchu pod vozidlem.



Obr. 2.5: Zavěšení vozu Formule 1, [11]

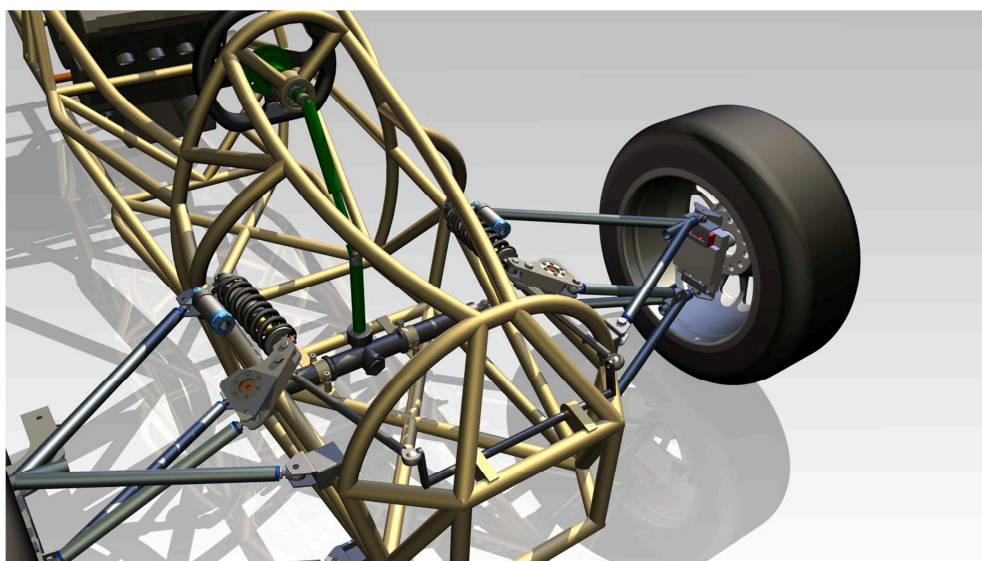
Zavěšení je tvořeno dvojicí trojúhelníkových ramen vyrobených z kompozitních materiálů, přičemž horním ramenem, které je duté, prochází tyč řízení. Tím se zmenšuje počet dílů kladoucích odpor vzduchu. O přenos pohybu kola na odpružení se stará šikmá vzpěra, která přenáší pohyb na trojúhelníkové vahadlo umístěné uvnitř vozu. Na vahadlo navazuje vedle tlumičí jednotky také dvojice zkrutných stabilizátorů. Hlavní stabilizátor směřuje k přední části vozu. Jeho nastavování se provádí velmi lehce po sejmutí přední kapotáže. Menší je umístěn mezi tlumiči odpružení a jeho primárním úkolem je udržovat vozidlo při průjezdu směrovým obloukem co nejvíce v rovině. [11]

2.4.2 Formule 3

Tato kategorie bývá nejčastěji nazývána jako vstupenka do královské třídy a proto i samotné řešení monopostů do jisté míry vychází z koncepce Formule 1. Důraz je ovšem kladen na nižší náklady a to jak v celkových nákladech na provoz závodního týmu, tak na vývoj formule. Proto mohou být například komponenty, ze kterých se skládá zavěšení, vyrobeny pouze z homogenního kovového materiálu. Samotné řešení je opět řešeno jako lichoběžníkové s dvojicí trojúhelníkových ramen, kdy pohyb kol při propružení je přenášen na tlumič odpružení skrze vzpěrnou tyč a systém vahadla. [12]

2.4.3 Formule Student

Ze samotné filosofie organizace Student vyplývá, že veškeré konstrukční řešení si studenti navrhují sami. A to s ohledem na finanční strop určený pro vývoj a výrobu celého vozu a na své vlastní možnosti. Ramena zavěšení tak bývají nejčastěji vyrobeny se svařovaných kovových trubek. Toto řešení je nejlevnější a zároveň splňuje požadavky na tuhost a bezpečnost.



Obr. 2.6: Zavěšení vozidla Formula Student, [Autor]

Celé zavěšení je tedy řešeno dvojicí asymetrických ramen, která jsou šroubovým spojem skrze Unibally spojena s těhlicí kola a samotným rámem vozu. Odpružení kol je pak vedeno zkrutnou tyčí na tlumič odpružení skrze vahadlo. A zatímco u dvou výše zmíněných kategorií bývají tlumiče umístěny vždy rovnoběžně s podélnou osou vozidla a nejčastěji v horní části monokoku, u vozidel Formule Student toto neplatí.

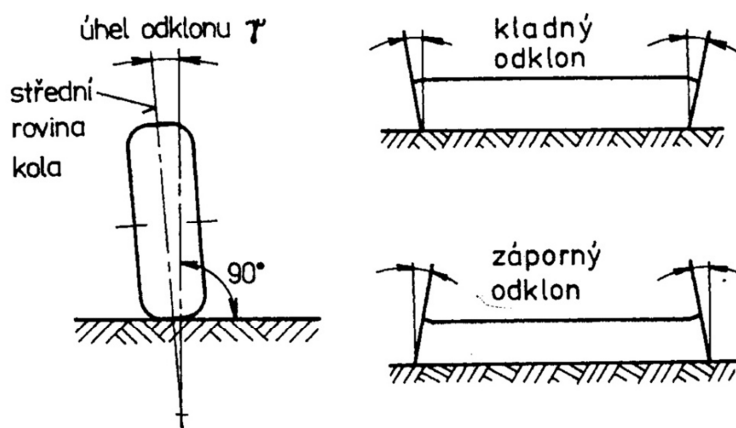
Zde se naplno mohou projevit konstrukční dovednosti studentů. Vše je závislé především na konstrukci rámu, který tvoří základ pro všechny ostatní konstrukční celky. Při jeho návrhu se musí brát zřetel na možné umístění tlumičů odpružení, které jsou poměrně veliké a hrozí tak nebezpečí, že se nevejdou do bezpečnostního prostoru kokpitu vozidla v podélném směru. Jednotlivé varianty uspořádání si rozebereme v dalších kapitolách.

2.5 Základní geometrie zavěšení kol

Dobré nastavení geometrie zavěšení kol je důležité především pro správné odvalování kol, lehké a stabilní řízení a také pro nízkou spotřebu paliva danou nižšími valivými odpory. Z tohoto důvodu zavádíme od svislé roviny řízených kol a rejdové osy určité geometrické odchylky. Jedná se o následující veličiny: úhel odklonu kola, poloměr rejdu, příklon rejdové osy, záklon rejdové osy, závlek a úhel sbíhavosti.

2.5.1 Odklon kola

Úhlem odklonu kola rozumíme sklon střední roviny kola vůči svislé ose vozidla. Dle jeho orientace uvažujeme dvě varianty odklonu a to buď kladný, kdy se kolo naklání vrchem vně vozidla a záporný, kdy se kolo naklání směrem k rámu vozidla.



Obr. 2.7: Odklon kola, [4,10]

Při propružení zavěšení kola se kolo naklápí a vlivem setrvačnosti vzniká moment, který prostřednictvím zavěšení kola naklápí karoserii (toto naklápění je částečně eliminováno stabilizátorem). Vlivem změny velikosti odklonu navíc vzniká boční síla ve stopě pneumatiky. Následkem toho se zvyšuje namáhání zavěšení kola a rámu, řízení není přesné a opotřebení pneumatik se zvyšuje. Proto chceme, aby změna odklonu kola při propružení byla co nejmenší.

Zároveň chceme, aby vozidlo mělo při průjezdu směrovým obloukem co největší stabilitu a ovladatelnost. To je docíleno záporným odklonem kol, kdy vnější kolo zůstává na vozovce v přibližně kolmé poloze a dokáže tak zachytit maximální boční síly.

Nesmíme zapomenout na to, že změna odklonu kola vždy způsobí i změnu příklonu nebo záklonu. Čím nastavíme větší kladný odklon kola, tím zmenšíme příklon. Kladný odklon kola má také za následek větší opotřebení pneumatik dané odvalováním kol od sebe. [4]

2.5.1.1 Nastavení odklonu kola

Seřizováním uniballů

Toto řešení je částečně převzato z konvenčního nastavení odklonu kola u osobních automobilů, kdy se odklon kola provádí excentrickým přestavením uložení příčných ramen. V našem případě můžeme velikost odklonu kola seřizovat na horním i spodním rameni zavěšení pootáčením dvojice uniballů v závitové vložce ramen. Nevýhodou tohoto řešení je nutnost vyjmutí daného ramene z držáků upevněných na rámu.

Sadou podložek vkládaných mezi držák ramene a těhlici

Pomocí podložek o různých tloušťkách lze velmi rychle a jednoduše nastavovat hodnoty odklonu kola. Podložka se vkládá mezi horní segment těhlice, na který se upíná Uniball horního ramene a samotnou těhlici. Celý princip výměny jednotlivých podložek spočívá v povolení dvojice šroubů horního segmentu těhlice a následném vyjmutí nevyhovující podložky. Pro naše účely bylo navrženo pět podložek o různých tloušťkách, které nesou označení 1-5, kdy podložka č. 3 slouží pro výchozí nastavení odklonu kola. Tato hodnota činí $-0,7$ [deg], jedná se tedy o záporný odklon kola. [4,9]

2.5.2 Úhel sbíhavosti kol

Úhel sbíhavosti kol je další základní veličinou patřící mezi geometrii zavěšení kol. Jedná se o průmět úhlu mezi podélnou osou vozidla a střední rovinou kola do roviny vozovky. Hlavním účelem sbíhavosti předních kol je především to, aby se kola při přímé jízdě

odvalovala paralelně. Vlivem tohoto úhlu vznikají na předních kolech malé síly, které vyvolávají přepětí v řízení a snaží se natáčet kola do přímého směru. Na druhou stranu velká sbíhavost vede k velkému opotřebení pneumatik na vnější straně.

Úhel sbíhavosti nastavujeme pomocí nastavitelné délky spojovací tyče řízení, která má na jednom konci levý závit do kterého je našroubován uniball a na druhé straně pravý závit, na který je namontována převodka řízení.

Při měření úhlu sbíhavosti mechanickým způsobem zjišťujeme vzdálenost mezi vnitřními okraji ráfků levého a pravého kola ve vodorovné rovině procházející středy kol. Dále potřebujeme znát průměr okraje ráfku d_k . [4]

Úhel sbíhavosti tak můžeme vypočítat vztahem:

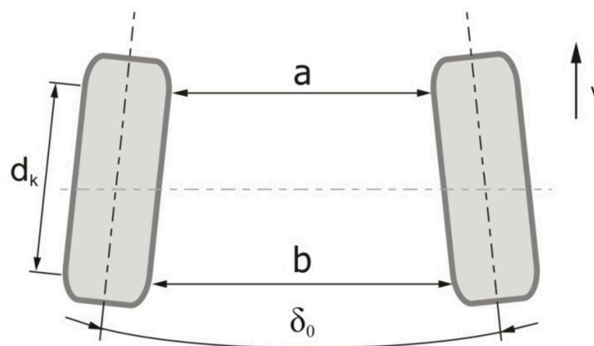
$$\delta_o = \arcsin \cdot \frac{b - a}{d_k} \quad (2.1)$$

kde:

b – vzdálenost mezi vnitřními okraji ráfků 1 [mm]

a – vzdálenost mezi vnitřními okraji ráfků 2 [mm]

d_k – průměr okraje ráfku [mm]

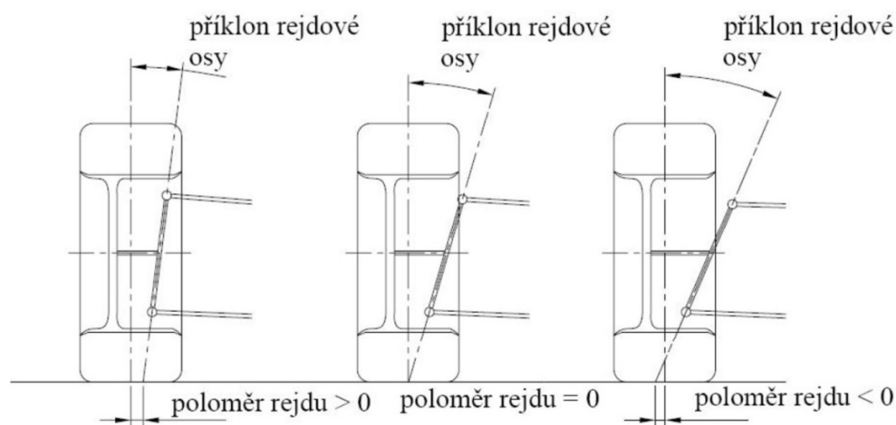


Obr. 2.8: Sbíhavost kol, [4,16]

Kladnou sbíhavostí rozumíme situaci, kdy přední část kol směřuje k podélné ose vozidla. Zápornou sbíhavostí (jinak také rozbíhavostí) rozumíme situaci, kdy přední část kol směřuje od osy vozidla.

2.5.3 Poloměr rejdu

Poloměrem rejdu r_o rozumíme vzdálenost mezi průsečíkem rejdové osy s rovinou vozovky a středem pneumatiky, která je promítnutá do roviny rovnoběžné s příčnou rovinou vozidla.



Obr. 2.9: Poloměr rejdu, [10]

2.5.3.1 Rozlišujeme dva druhy:

Kladný poloměr rejdu

O kladném poloměru rejdu hovoříme tehdy, když leží průsečík rejdové osy na vnitřní straně kola od jeho střední roviny. Na velikosti poloměru rejdu závisí velikost vratného momentu. Čím je větší hodnota kladného poloměru rejdu, tím je tento moment větší. To má za následek, že při rozdílných jízdních odporech nebo rozdílných brzdných silách na levém a pravém kole jsou tato kola vychylována a řidič tak musí korigovat směr jízdy. Můžeme tedy říci, že s rostoucím kladným poloměrem rejdu roste i citlivost na podélné síly, což snižuje komfort řízení.

Záporný poloměr rejdu

O záporném poloměru rejdu hovoříme tehdy, když leží průsečík rejdové osy vně střední roviny kola. Poprvé byl použit u vozidla Audi 80 s přední nápravou typu McPherson a dnes se používá prakticky u všech běžných osobních automobilů a závodních vozidel. Výhodou záporného poloměru rejdu je dobrý stabilizační účinek, kdy řidič nemusí korigovat směr jízdy při nesouměrném brzdění vozidla daném rozdílným typem povrchu nebo při rozdílných brzdných silách na levém a pravém kole. Tato situace může nastat při poruše jednoho brzdícího okruhu. [4,10]

2.5.4 Záklon rejdové osy a závlek

Záklon rejdové osy vozidla je průmět úhlu sevřeného rejdovou osou a svislicí do roviny, která je rovnoběžná s podélnou osou vozidla.

Opět rozlišujeme dva druhy:

Je-li rejdová osa nakloněna dozadu, tak záklon dosahuje kladných hodnot.

Je-li rejdová osa nakloněna dopředu, tak záklon dosahuje záporných hodnot. V tomto případě hovoříme o předklonu. [4]

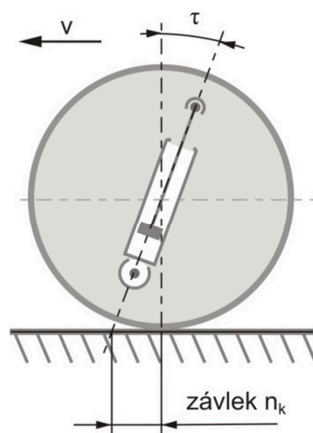
2.5.4.1 Závlek

Závlek je vzdálenost mezi průsečíkem rejdové osy s rovinou vozovky a středem styku pneumatiky s vozovkou promítnutá do roviny rovnoběžné s podélnou osou vozidla. Smyslem závleku je stabilizační účinek na kola vozidla a udržovat je v přímém směru.

Rozlišujeme dva druhy závleku:

Je uvažován kladně, je-li průsečík před středem styku pneumatiky s vozovkou.

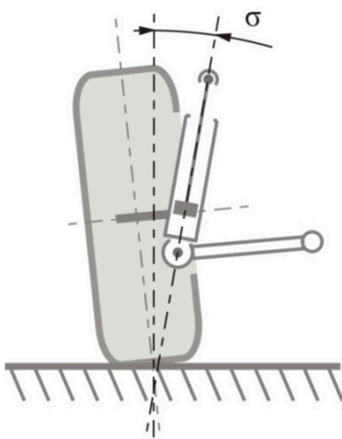
Je uvažován záporně, je-li průsečík za středem styku pneumatiky s vozovkou. V tomto případě hovoříme o předvleku. [4]



Obr. 2.10: Závlek, [16]

2.5.5 Příklon rejdového čepu

Příklon rejdové osy je průmět úhlu sevřeného rejdovou osou a svislicí do roviny rovnoběžné s příčnou rovinou vozidla. U tuhých náprav je rejdová osa totožná s osou rejdového čepu. U lichoběžníkové nápravy, která nemá rejdový čep je rejdová osa dána spojnici středů horního a spodního kulového čepu. Tento případ je totožný se zavěšením studentské formule. U nápravy typu McPherson je pak rejdová osa dána spojnici středu horního ložiska a středu spodního kulového čepu v příčném rameni.



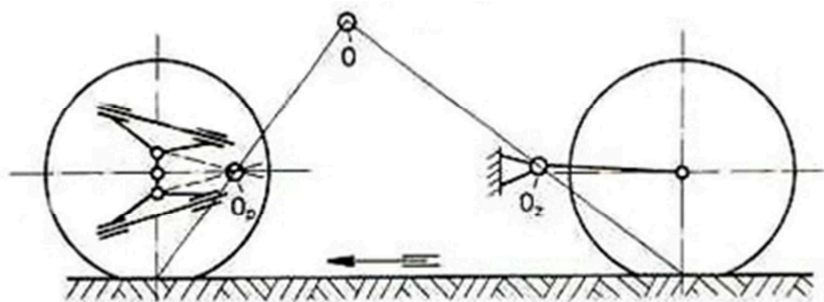
Obr. 2.11: Příklon rejdového čepu, [16]

Příklon rejdového čepu zajišťuje klopný moment, který samočinně navrácí kola do polohy pro přímou jízdu. Příklon má vliv na zvedání řízených kol při jejich natáčení. Uvolnění volantu po zatáčení má pak za následek zmíněné samočinné navrácení kola po polohy pro přímou jízdu. To je dáno účinkem vratného momentu.

Další situací je propuštění kol, které vede ke změně velikosti příklonu rejdového čepu a zároveň ke změně velikosti odklonu kol. [16]

2.5.6 Střed klonění karoserie

Střed klonění karoserie je tvořen průsečíkem spojnic trojúhelníkových ramen v podélném směru vozu. Tvoří ho průsečík spojnic předního a zadního zavěšení s bodem dotyku pneumatiky s vozovkou v podélném směru.



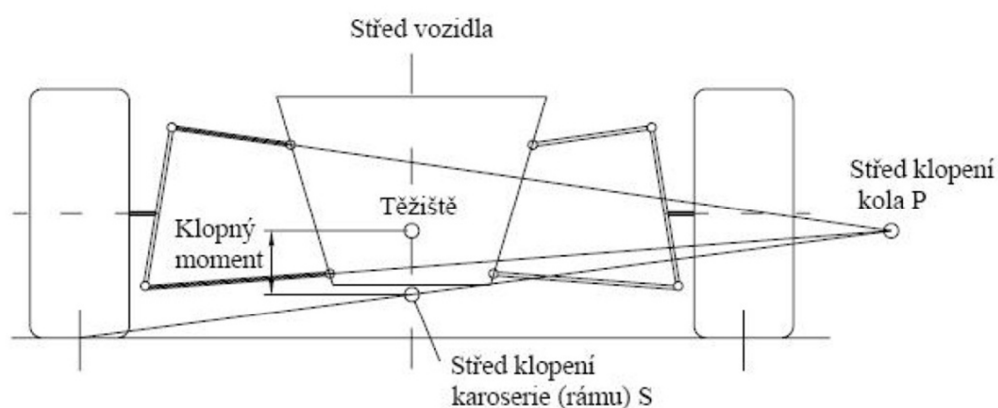
Obr. 2.12: Konstrukce středu klonění, [10]

Dá se říci, že se jedná o bod na karoserii nebo rámu, kolem kterého se otáčí kolo při propuštění v podélné rovině. Aby se zamezilo vzniku nežádoucího předklánění nebo zaklánění karoserie při brzdění, musí ležet střed klonění karoserie ve výšce těžiště vozidla.

V tomto případě totiž setrvačná síla nevytváří žádný moment vzhledem ke středu otáčení karoserie a nevznikne tak žádné překlánění. [10]

2.5.7 Střed klopení kola a karoserie

Střed klopení karoserie je myšlený bod, kolem kterého se přední zavěšení kol naklání při průjezdu zatáčkou. Zároveň se při propružení kol vůči karoserii nebo karoserie vůči kolům mění velikost odklonu kola, rozchodu a dochází k samořízení. Velká změna hodnot těchto veličin má nepříznivý vliv na jízdní vlastnosti vozidla. Vhodnou volbou geometrie můžeme tyto nepříznivé vlivy minimalizovat.



Obr. 2.13: Klopny moment, [10]

Pokud leží okamžitý střed klopení kola P daleko od kola, vznikají při propružení malé změny rozchodu a odklonu kol, což se příznivě projevuje na jízdních vlastnostech vozidla. Může nastat zvláštní případ, kdy vozidlo má rovnoběžná ramena zavěšení. V tomto případě je střed klopení kola P v nekonečnu a střed klopení karoserie S leží na vozovce. V tomto případě se mění pouze rozchod kol.

V dalším případě leží střed klopení kola před kolem. Tento případ nastane, když se sklon ramen sbíhá před kolem a ne za ním. Střed klopení rámu pak v tomto případě leží pod hranicí vozovky. [10]

Můžeme rozlišovat tyto kinematické změny při propružení:

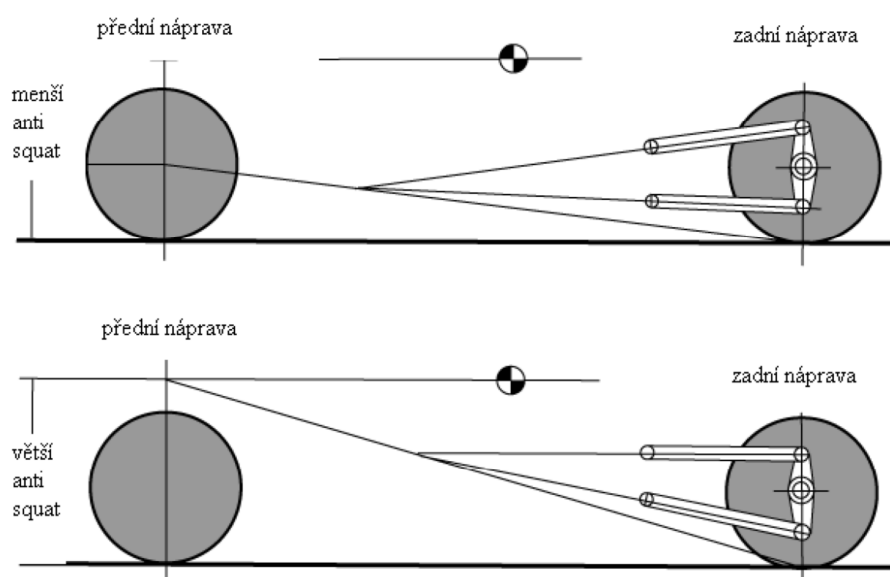
- Propružení kol vůči karoserii
- Propružení karoserie vůči kolům
- Klopení karoserie/rámu a kola

2.5.8 Klopný moment

Při průjezdu směrovým obloukem působí na vozidlo klopný moment, který vozidlo naklání okolo středu klopení karoserie/rámu. Přední část vozidla se naklápí kolem středu klopení přední části karoserie/rámu, zadní část vozidla se pak naklápí kolem středu klopení zadní části karoserie/rámu.

Při předpokladu tuhé karoserie/rámu se klopení karoserie uskutečňuje kole osy, která prochází oběma středy klopení. Tato osa se nazývá osa klopení. Svislá vzdálenost těžiště odpružené části vozidla od osy klopení vytváří rameno páky, na které odstředivá síla naklápí karoserii. Klopný moment pak vytváří odstředivá síla a rameno páky. Klopný moment karoserie je tedy přímo úměrný velikosti tohoto ramene a velikosti odstředivé síly.

Mezi výhody lichoběžníkového zavěšení kol patří bezproblémové určení výšky středu klopení karoserie/rámu a výšky středu klonění karoserie/rámu ustavením polohy ramen zavěšení. Velikost klopného momentu je určující pro velikost zatěžujících sil působících na levé a pravé kolo při průjezdu směrovým obloukem. Je žádoucí, aby velikosti těchto zatěžujících sil byly pro obě kola přibližně stejně velká. [4,9,10]



Obr. 2.14: Střed klonění kola a anti-squat, [9]

2.5.9 Předklánění karoserie (anti-dive)

Předklánění karoserie vzniká při brzdění vozidla vlivem působení setrvačné síly, kdy se přední část vozidla předklání a zároveň se zadní část vozidla odlehčuje. Velikost předklonění je tak přímo úměrná velikosti setrvačné síly a délce ramene. To je dáno svislou vzdáleností mezi středem klonění karoserie a těžištěm vozidla. Aby bylo docíleno efektu anti-dive, musí ležet střed klonění ve stejné výšce a poloze, jako těžiště vozidla. Při tomto uspořádání totiž nevznikají při brzdění žádné momenty vzhledem ke středu otáčení karoserie a tím nevznikne ani předklánění karoserie. Konstrukce zavěšení kol musí být tedy taková, aby uložení ramen předního a zadního zavěšení byla vůči sobě skloněná. [9]

2.5.10 Zaklánění karoserie (anti-squat)

Zaklánění karoserie vzniká při rozjezdu vozidla. Anti-squat má tedy stejnou funkci jako anti-dive, kdy je žádoucí, aby se co nejvíce snížila hodnota velikosti propružení zadního zavěšení při rozjezdu a tím i zaklonění karoserie. Pro zabránění zaklánění karoserie musíme zajistit, aby střed klonění vozidla ležel ve stejné výšce jako těžiště. [9]

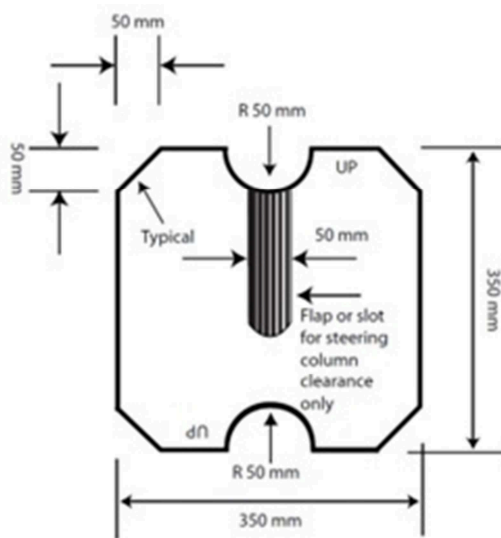
3 Kinematické uspořádání předního zavěšení

Jak je z druhé kapitoly patrné, správné nastavení geometrie zavěšení kol je nesmírně důležité jak pro lehké a snadné řízení, menší opotřebení pneumatik, tak také pro samotné jízdní vlastnosti. Závodní jezdec přímo vyžaduje, aby se vozidlo chovalo co „nejčitelněji a nejstabilněji“ při všech možných jízdních situacích a především při průjezdu směrovým obloukem, který je z hlediska okruhového závodění jedním z rozhodujících faktorů mezi úspěchem a neúspěchem.

3.1 Navržené základní rozměry

Základní rozměry vozidla formulového typu se v našem případě řídí pravidly organizace SAE International. Musíme tedy respektovat několik základních požadavků:

- Minimální hodnota rozvoru činí 1525 mm.
- Minimální hodnota rozchodu je rovna minimálně 75 % rozvoru.
- Bezpečnostní prostor v kokpitu vozidla daný šablonou



Obr. 3.1: Šablona bezpečnostního prostoru, [14]

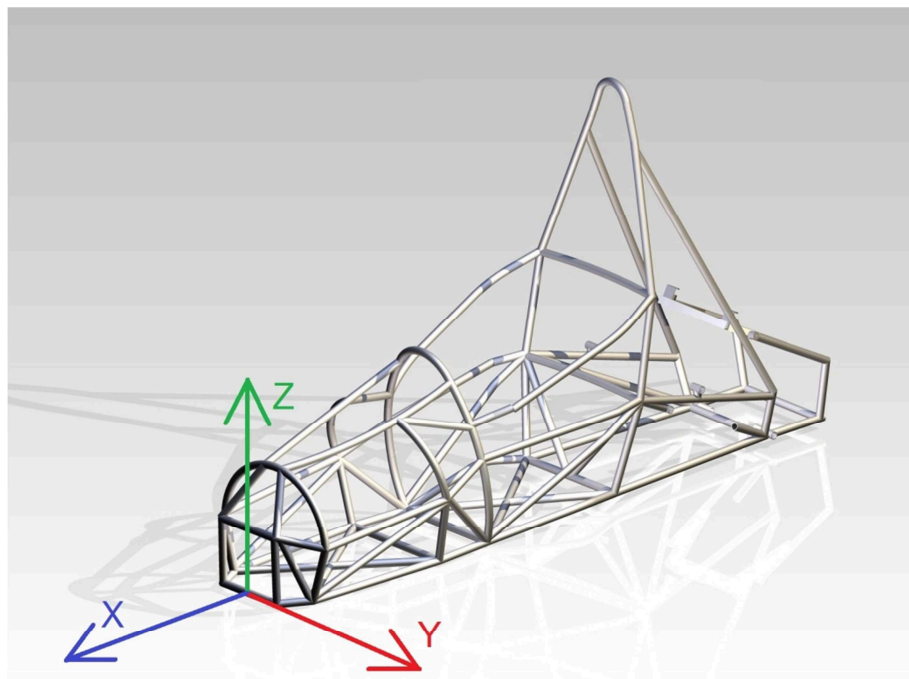
Bezpečnostní šablona se vkládá do rámu a slouží jako měrka bezpečnostního prostoru uvnitř kokpitu závodního vozidla v místě pro nohy. Do prostoru vymezeného bezpečnostní šablonou nesmí kromě sloupku řízení nic zasahovat. Toto je v našem případě důležité při návrhu zabudování tlumičů do rámu vozidla.

Z výše uvedeného vyplývají zvolené základní rozměry a parametry:

- Rozvor kol: 1785 mm
- Rozchod předních kol: 1340 mm
- Rozchod zadních kol: 1350 mm
- Velikost propružení ± 28 mm
- Přední pneumatiky Hoosier o rozměru 20,5 x 6 – R 13
- Umístění tlumící jednotky mimo bezpečnostní prostor

3.2 Určení referenčního bodu na rámu

Referenční bod se souřadnicemi $[0, 0, 0]$, od kterého se odměřují souřadnice jednotlivých bodů uchycení, se nachází v přední části rámu v podélné ose vozidla. Tento bod je zároveň umístěn na spodní trubce a jeho poloha v ose X je tečná k plášti této trubky. V ose Z pak bod spočívá na podlaze.



Obr. 3.2: Určení referenčního bodu na rámu, [Autor]

3.3 Návrh geometrie zavěšení

Po konzultaci s vedoucím týmu byly zvoleny tyto základní hodnoty nastavení geometrie zavěšení kol, ke kterým je nutno se vhodným geometrickým uspořádáním dostat. Hodnota těžiště vozidla byla při prvním návrhu volena pouze orientačně. Výpočtem následně bylo prokázáno, že výška těžiště odpovídá zvolené hodnotě.

Tab. 3.1: Hodnoty nastavení geometrie, [Autor]

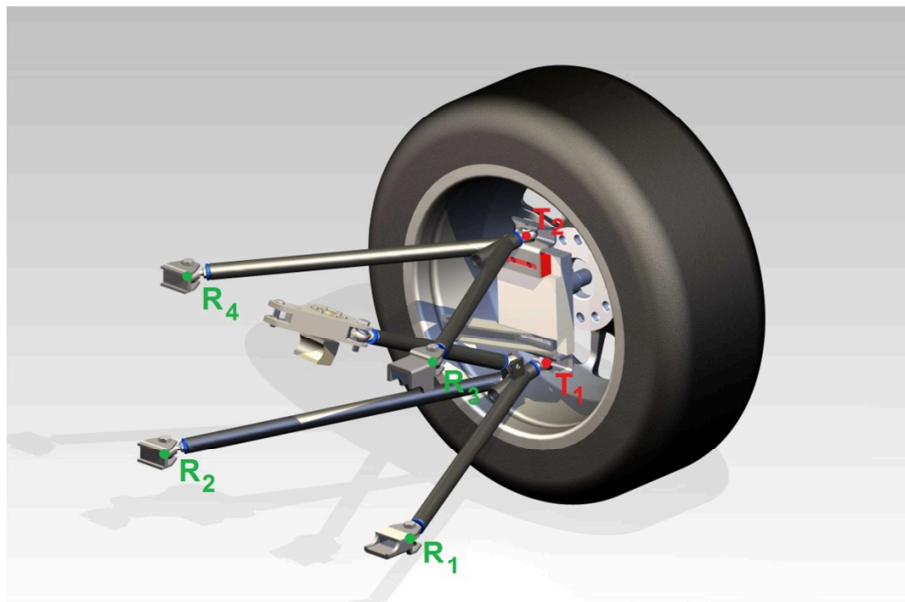
Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Výšková poloha těžiště	h_t	500	mm
Odklon kola	γ	-0,7	deg
Sbíhavost kol	δ	0	deg
Poloměr rejdu	r_o	18	mm
Příklon rejdového čepu	σ	8	deg
Závlek	n	-9,6	mm
Záklon rejdové osy	τ	2,2	deg

Základem návrhu je určení bodů zavěšení, jejichž hodnoty jsou vztažené k referenčnímu bodu na rámu. Tyto body jsou spojovacími prvky zavěšení k rámu a k těhlici kola, kdy daný bod je roven středovému bodu na daném konkrétním uniballu. Tyto body se zároveň velkou měrou podílejí na výsledné hodnotě rozvoru a především na možném maximálním propružení kol. Tento požadavek je nezbytné dodržet.

Určení základní polohy těchto bodů bylo podmíněno snadnou montáží k rámu, který v předpokládaných místech montáže byl řešen poměrně složitě. Už v této fázi vývoje tedy bylo zřejmé, že bude třeba základní polohu bodů optimalizovat. V jakém rozsahu bude optimalizace probíhat, ukáže až experiment, při kterém budou měřeny průběhy základních kinematických veličin. Tyto veličiny se mění v průběhu propružení kol v plném rozsahu a jejich změna během propružení může nabývat určitých maximálních hodnot, které se nesmí překročit. Pokud dojde k jejich překročení, je třeba experimentálně měnit polohu bodů přímo ovlivňujících danou veličinu.

Hodnoty odpovídají statické poloze vozidla se sedícím řidičem pro levé přední kolo z pohledu řidiče.

Na obrázku je znázorněna původní verze zavěšení se zvýrazněnými body uchycení jednotlivých částí. Body R_1 a R_2 značí body uchycení uniballů spodního ramene k rámu. Body R_3 a R_4 značí body uchycení uniballů horního ramene k rámu a body T_1 a T_2 značí body uchycení uniballů spodního a horního ramene k těhlici kola.



Obr. 3.3: Poloha jednotlivých bodů uchycení, [Autor]

Tabulka souřadnic bodů zavěšení před optimalizací:

V této tabulce jsou uvedeny jednotlivé body zavěšení a jejich souřadnice.

Tab. 3.2: Tabulka souřadnic bodů zavěšení, [Autor]

Bod	X	Y	Z
R_1	-170	233	2
R_2	-570	233	2
R_3	-170	272	220
R_4	-570	272	210
T_1	-303,6	622,6	76,7
T_2	-311,6	596,4	249,4

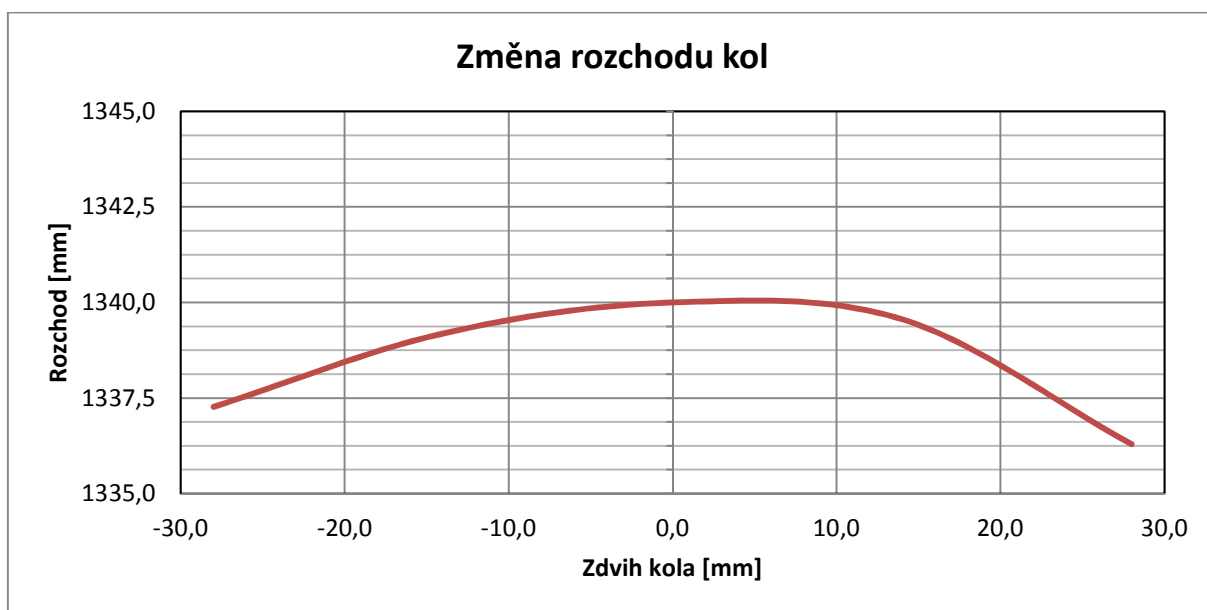
3.4 Měření průběhu kinematických charakteristik zavěšení a její optimalizace

Měření průběhu vybraných kinematických charakteristik je pro nás důležité především pro to, abychom si mohli experimentálně ověřit funkčnost celého navrženého řešení ještě před samotnou výrobou a montáží komponent zavěšení.

Experimentálně budeme zkoumat tyto kinematické charakteristiky:

- Změna rozchodu kol při propružení závěsů kol
- Změna odklonu kol při propružení závěsů kol
- Změna sbíhavosti kol při propružení závěsů kol

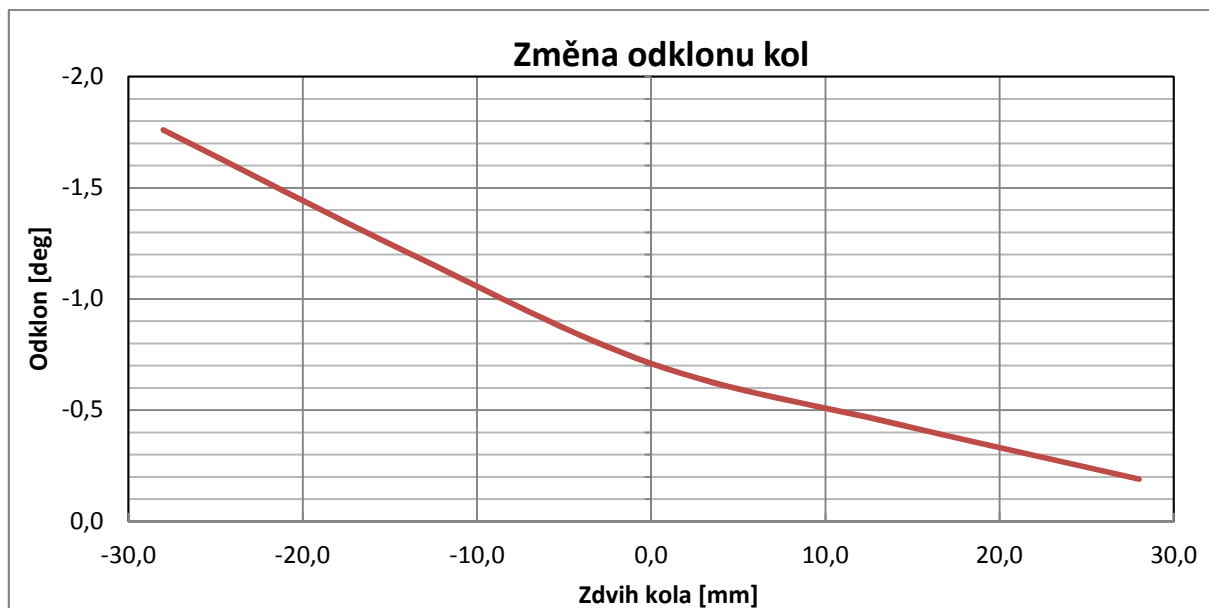
3.4.1 Změna rozchodu kol při propružení závěsů kol



Obr. 3.4: Změna rozchodu kol při propružení závěsů kol, [Autor]

Při tomto experimentu bylo zjištěno, že při propružení závěsů kol o hodnotu - 28 mm dochází ke změně rozchodu kol o -2,73 mm od základní hodnoty rozchodu 1340 mm. Při propružení závěsů kol o hodnotu + 28 mm dochází ke změně rozchodu kol o -3,71 mm. Tyto hodnoty jsou pro nás nepřijatelné. Bude tedy nutno přistoupit k optimalizaci souřadnic bodů R, kdy by zároveň mělo dojít k optimalizaci celého průběhu křivky.

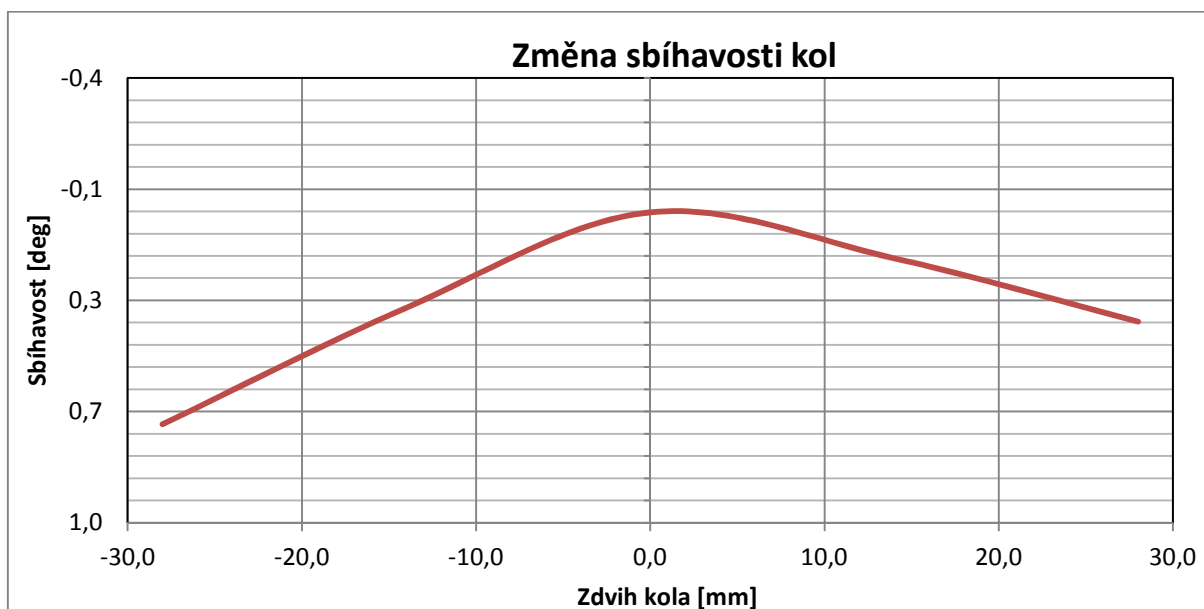
3.4.2 Změna odklonu kol při propružení závěsů kol



Obr. 3.5: Změna odklonu kol při propružení závěsů kol, [Autor]

Při experimentu zkoumajícím změnu odklonu kol při propružení závěsů kol byl zjištěn optimální průběh změny odklonu kol. Změna odklonu kol při propružení o hodnotu +28 mm je 1° . V opačném směru pak $-0,5^\circ$.

3.4.3 Změna sbíhavosti při propružení závěsů kol



Obr. 3.6: Změna sbíhavosti kol při propružení závěsů kol, [Autor]

Při experimentu zkoumajícím změnu sbíhavosti kol při propružení závěsů kol byla zjištěna změna sbíhavosti kol při propružení o +28mm $-0,67^\circ$. V opačném směru byla zjištěna změna sbíhavosti kol o hodnotu $-0,35^\circ$. Změna sbíhavosti kol by stejně jako ostatní

hodnoty měla mít klesající průběh křivky. Bude tedy nutno přistoupit k optimalizaci souřadnic bodů R.

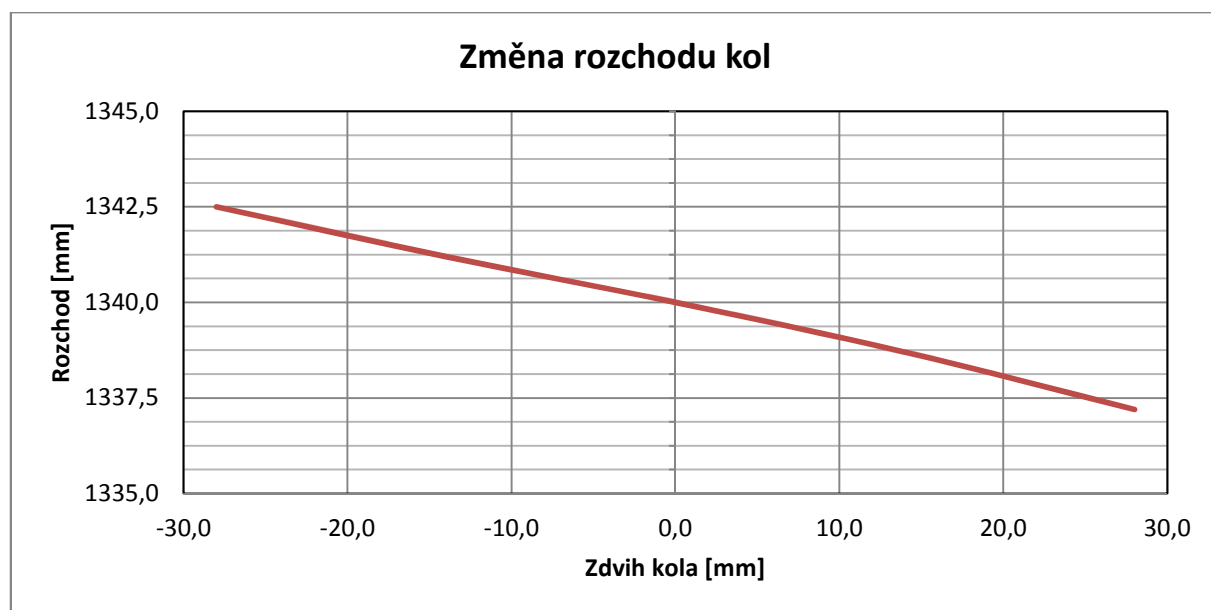
3.5 Optimalizace souřadnic bodů zavěšení R

Optimalizace geometrie probíhala experimentálně v prostředí programu Autodesk Inventor 2014, kdy byly upravovány souřadnice bodů ukotvení ramen v Uniballech tak, aby změny veličin při propružení byly co nejmenší. Pro každou veličinu byl proveden experiment o pěti různých nastaveních polohy ramen. Z těchto nastavení se následně vybralo to nejvhodnější, na kterém byla ještě provedena podrobnější analýza.

Tab. 3.3: Tabulka souřadnic bodů zavěšení po optimalizaci, [Autor]

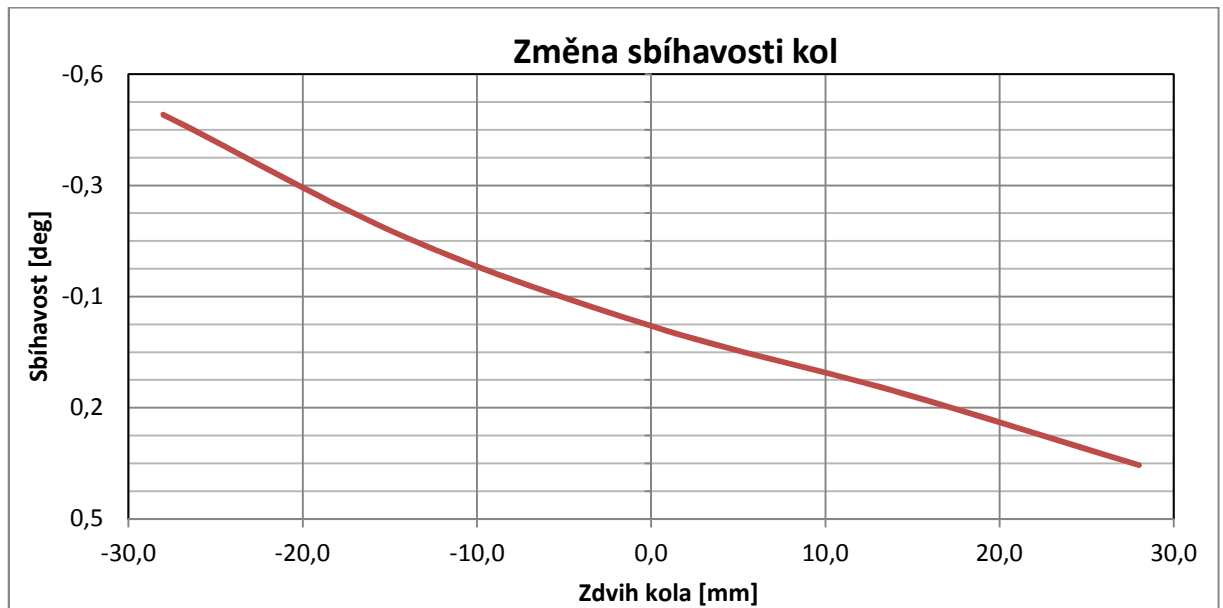
Bod	X	Y	Z
R ₁	-168,5	233	2,5
R ₂	-568,5	233	1,2
R ₃	-170,5	272	221,5
R ₄	-570,5	272	217,8
T ₁	-303,6	622,6	76,7
T ₂	-311,6	596,4	249,4

3.5.1 Změna rozchodu kol při propružení závěsů kol po optimalizaci



Obr. 3.7: Změna rozchodu kol po optimalizaci, [Autor]

3.5.2 Změna sbíhavosti při propružení závěsů kol po optimalizaci



Obr. 3.8: Změna sbíhavosti kol po optimalizaci, [Autor]

3.5.3 Shrnutí

Tab. 3.4: Shrnutí experimentálního měření geometrie, [Autor]

		Propružení závěsů kol [mm]		
		-28	0	+28
Změna rozchodu	[mm]	+2,5	1340	-2,8
Změna odklonu	[deg]	-1,76	-0,7	-0,19
Změna sbíhavosti	[deg]	-0,5	0	+0,37

V této fázi návrhu bylo rozhodnuto o konečných souřadnicích bodů ukotvení ramen v Uniballech na rám a na těhlici tak, aby výsledná konstrukce zavěšení zaručovala co nejlepší jízdní vlastnosti. Zároveň bylo rozhodnuto o základním nastavení jednotlivých geometrických veličin. Tyto veličiny je možno upravovat seřizováním Uniballů a sadou podložek.

4 Návrh komponent zavěšení předního kola

V předcházející kapitole bylo rozhodnuto o tom, kde se budou nacházet spojovací body ramen zavěšení. V této kapitole je vypracován návrh jednotlivých komponent zavěšení. Kompletní návrh probíhá v prostředí programu Autodesk Inventor 2014.

4.1 Zavěšení kol

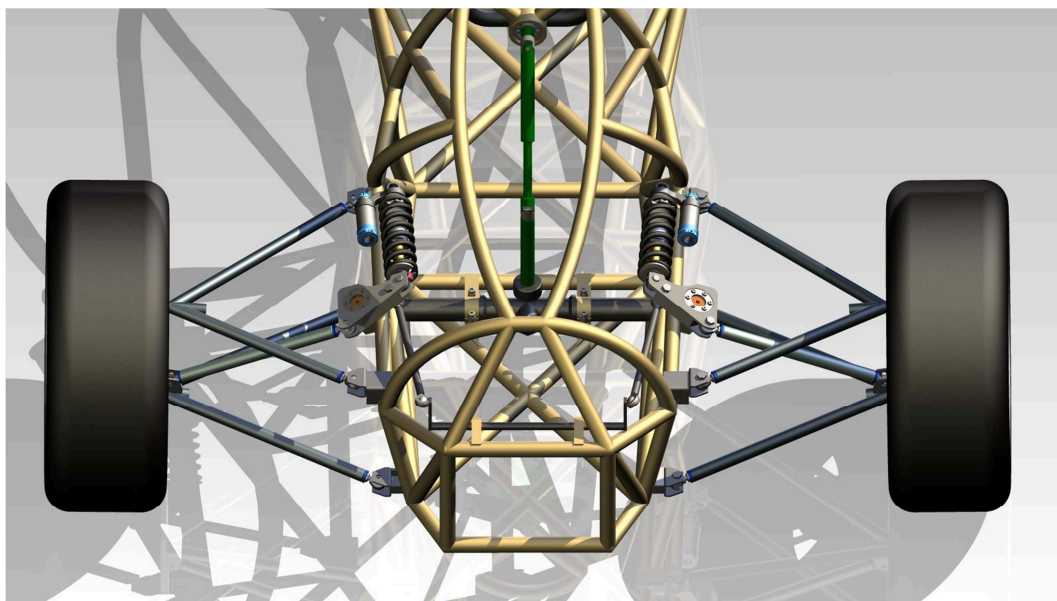
- Systém, jakým je spojeno kolo s rámem
- Při propnutí dovoluje svislý relativní pohyb kola vzhledem k rámu
- Při jízdě eliminuje nežádoucí pohyby

V našem případě:

Lichoběžníkové zavěšení (push-rod systém), odpružení vinutými pružinami s plynokapalinovými tlumiči pro každé kolo, zkrutný stabilizátor na obou nápravách.

Lichoběžníkové zavěšení:

- Tvořeno dvěma rameny tvaru trojúhelníku
- Kola jsou zavěšena nezávisle a samostatně



Obr. 4.1: Pohled na přední zavěšení vozidla, [Autor]

4.2 Hlavní části předního zavěšení

- Dvojice asymetrických ramen
- Vzpěrná tyč odpružení
- Vahadlo
- Stabilizátor
- Tlumič
- Unibally a držáky

4.3 Ramena zavěšení

Ramena zavěšení přenáší podélné a příčné síly od kol. Skládají se ze spodního a horního ramene. Pro výrobu ramen byly vybrány bezešvé trubky o vnějším průměru 20 mm z materiálu 11 373, který je vhodný pro svařování. Na spodní rameno je navařen držák vzpěrné tyče odpružení.

Základní mechanické vlastnosti:

- Pevnost v tahu R_m : 450 MPa
- Mez kluzu R_e : 250 MPa

Části ramen a tyčí:

- Bezešvé trubky
- Vložky
- Jistící matice
- Unibally
- Držáky ok



Obr. 4.2: Ramena zavěšení, [Autor]

1 – Horní rameno

2 – Vzpěrná tyč

3 – Spodní rameno

4.3.1 Horní rameno

Základem horního ramene je bezešvá trubka o průměru 20 mm s tloušťkou stěny 2 mm. Celé rameno je svařenec složený ze tří dílů. Do konců trubek jsou vloženy jednoduché vložky se závitem M8, což zajistí snadnou smontovatelnost. Do vložek jsou našroubovány kloubové oka (Unibally) a zajištěny maticemi M8 proti otáčení. Celé rameno má hmotnost 0,78 kg.

4.3.2 Spodní rameno

Spodní rameno je vyrobeno obdobným způsobem jako rameno horní, kdy základ tvoří bezešvá trubka o průměru 20 mm s tloušťkou stěny 2 mm a volné konce tyčí jsou opatřeny vložkami se závitem M8. Na spodní rameno je přivařen malý držák Uniballu vzpěrné tyče. Spodní rameno má hmotnost 0,79 kg.

4.4 Vzpěrná tyč

Vzpěrná tyč je vyrobena ze stejného materiálu jako ramena. Na obou koncích jsou k ní stejným způsobem přivařeny vložky se závitem M8, na které jsou přišroubovány Unibally. Vzpěrná tyč slouží k přenosu pohybu kola na vahadlo. Hmotnost vzpěrné tyče činí 0,34 kg.

4.5 Vahadlo

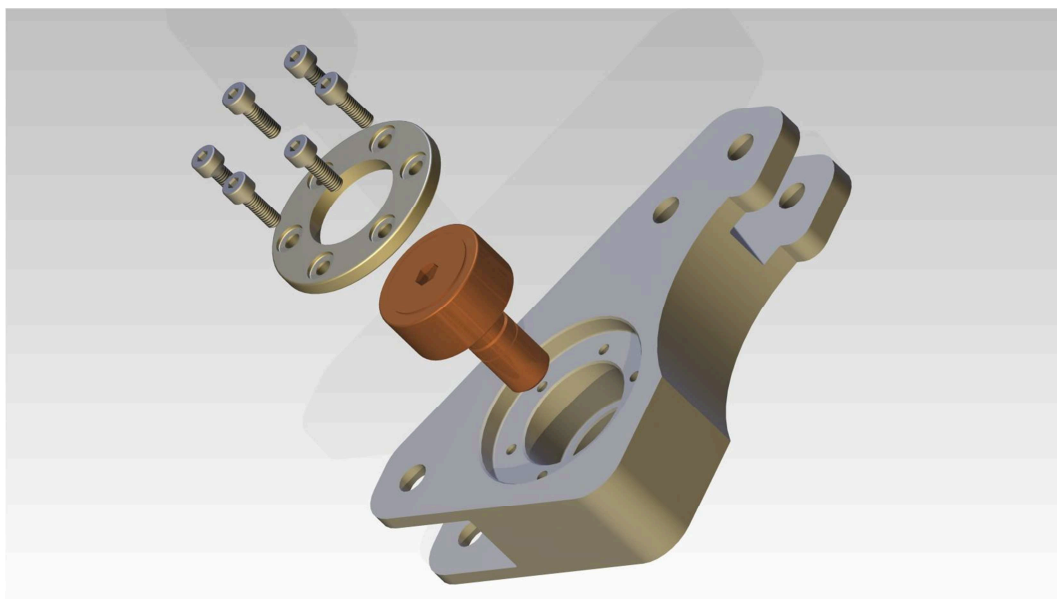
Slouží k přenosu síly od kola do pružiny a zároveň umožňuje, aby osy vzpěrné tyče a tlumiče byly různoběžné.

Tvar vahadla významně ovlivňuje převod odpružení a jeho průběh během zdvihu kola. Tento převod je poměrem mezi velikostí zdvihu kola a stlačením pružiny. Tento poměr nejčastěji bývá v rozmezí 0,5:1 až 1,5:1. Z hlediska stability je důležité, aby na obou nápravách bych tento převod stejný. Proto navržená vahadla použijeme i u zadního zavěšení.

Části vahadla:

- Duralové vahadlo
- Jehlové ložisko
- Víko ložiska
- Šrouby M5

Vahadlo může být vyrobeno různými způsoby. V našem případě se jedná o duralové těleso trojúhelníkového tvaru, ve kterém jsou vybrání pro Unibally. Ve středu vahadla se nachází otvor pro vložení jehlového ložiska s čepem. To je na svém místě zajištěno duralovým víkem, které je k vahadlu přišroubováno šesti šrouby M5.



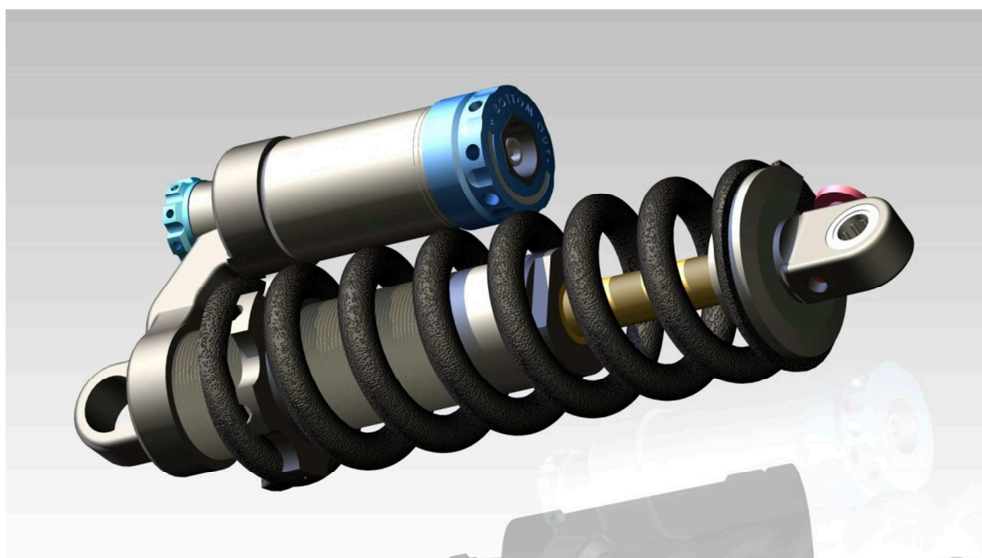
Obr. 4.3: Sestava vahadla, [Autor]

4.6 Systém odpružení

- Omezuje přenos kmitavých pohybů na rám
- Pohlcuje rázy a chrání pilota před otřesy
- Zvyšuje životnost částí nápravy

Hlavní části:

- Tlumič: zajišťuje co nejlepší styk kola s vozovkou
- Pružina: tlumí rázy



Obr. 4.4: Tlumič odpružení FOX DHX 5.0, [Autor]

Mezi hlavní části tlumiče odpružení patří vinutá pružina a samotný tlumič. Zatímco pružina tlumí rázy na karoserii, tak tlumič se snaží ustálit kmitání karoserie. Vedle pohodlí řidiče se tak jedná o důležitý bezpečnostní prvek.

Při tlumení nerovností vzniká v tlumiči mechanická energie, která je buď třením nebo hydraulickým odporem přeměněna na energii tepelnou.

Po konzultaci s vedoucím konstrukčního týmu byl vybrán tlumič FOX DHX 5.0, který vyhovuje všem potřebným požadavkům. Tento tlumič je primárně určen pro celoodpružená horská kola. Mezi největší výhody tohoto tlumiče patří jeho cena a široké možnosti nastavování tlumících charakteristik.

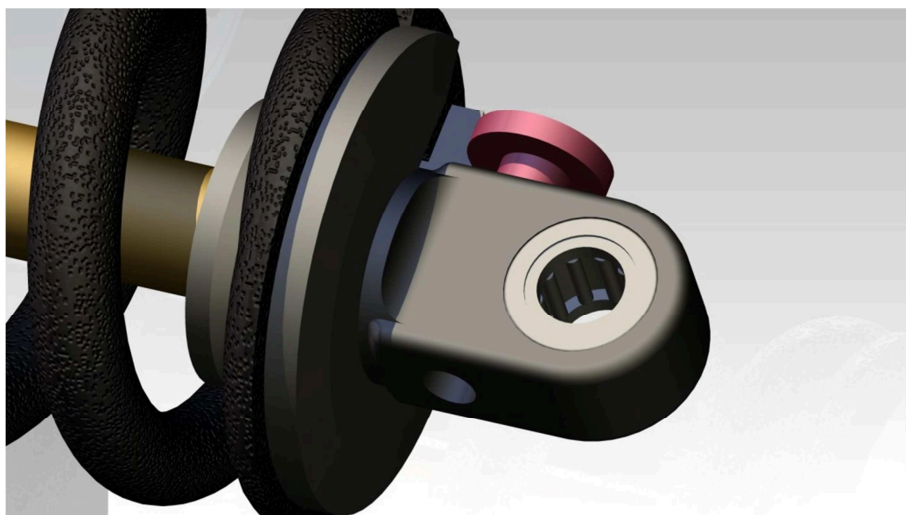
Nastavovat můžeme hodnoty tlumení při stlačení a roztážení tlumiče, dorazy a také progresivitu při stlačení tlumiče, která je ovládána tlakem v nádobce.

Charakteristické vlastnosti tlumiče FOX DHX 5.0:

- Hmotnost tlumiče bez pružiny: 375 g
- Maximální stlačení: 63,5 mm
- Rozteč ok v nezatíženém stavu: 215 mm

4.6.1 Konstrukční úprava tlumiče

Aby byla zaručena správná funkčnost tlumiče odpružení v zamontovaném stavu ve vahadlu, bylo nutno vyměnit nevyhovující kluzné ložisko dodávané výrobcem za vybrané jedničkové ložisko. To se svými rozměry muselo vejít do požadovaného otvoru o průměru 14,4 mm a tloušťky držáku 12,7 mm. Bylo proto vybráno ložisko NK 8/12 T2, které vyhovovalo požadovaným rozměrovým parametrům.



Obr. 4.5: Konstrukční úprava tlumiče odpružení, [Autor]

4.7 Stabilizátor

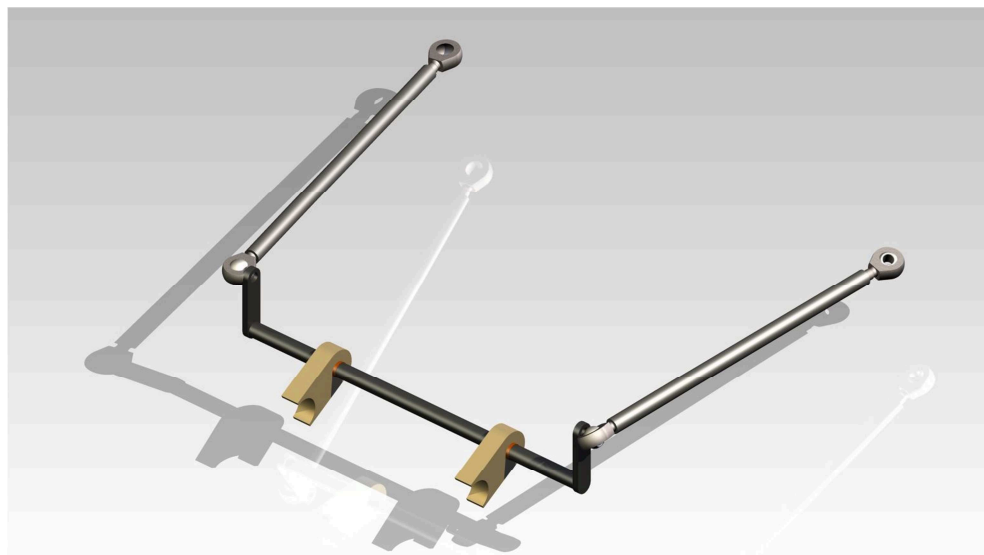
Slouží ke stabilizaci vozidla v příčném směru tím, že snižuje náklon karoserie k vnější straně zatáčky. Při jízdě rovným směrem nemá stabilizátor praktický žádný vliv na propružení kol, neboť při přejezdu příčných nerovností se kola nápravy propruží ve stejném okamžiku a tím dojde ke stejnému natočení stabilizátoru na obou stranách.

V diplomové práci je proveden pouze prvotní konstrukční návrh jednotlivých komponent stabilizátoru v prostředí programu Autodesk Inventor 2014.

Části stabilizátoru:

- Zkrutná tyč
- Ramena
- Táhla
- Unibally
- Držáky

Stabilizátor se skládá ze dvou ramen, která jsou rozebíratelným spojem připevněna k trubce. Ta je uchycena k přední části rámu pomocí dvou konzolí s pružným elementem.

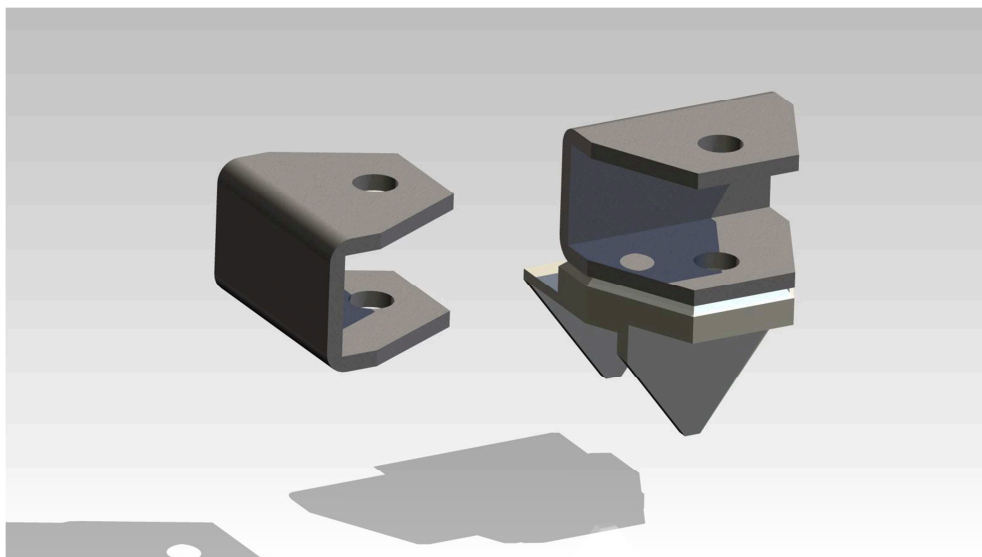


Obr. 4.6: Konstrukční návrh stabilizátoru, [Autor]

4.8 Držáky

Držáky ok ramen zavěšení připojují ramena zavěšení k rámu vozidla. K rámu jsou přivařena tak, aby při namontování uniballů byly středy otáčení kloubů v bodech R_1 , R_2 , R_3 , R_4 . Pro svou konstrukční jednoduchost byly vybrány držáky ve tvaru U, které jsou vyrobeny z plechu o tloušťce 3 mm.

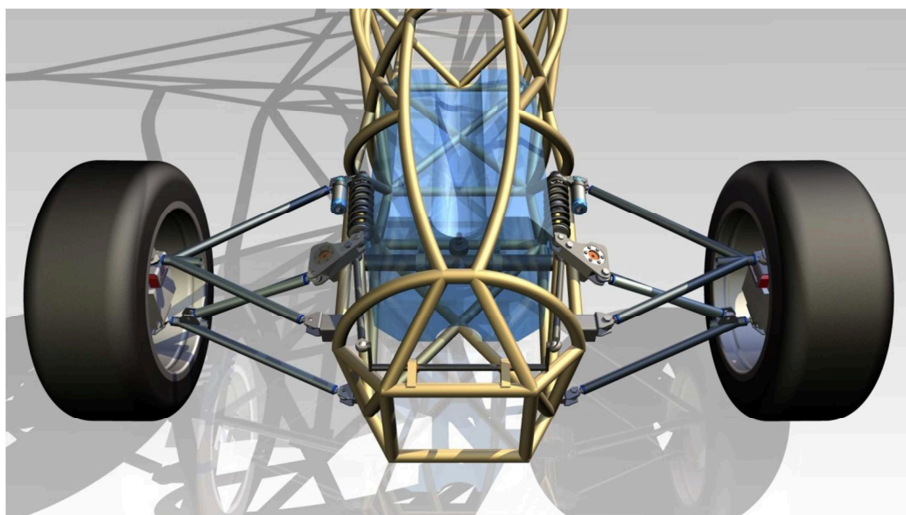
Dále bylo třeba navrhnout držáky tlumicí / pružicí jednotky. Tyto držáky jsou přímo přivařeny k rámu a skládají se ze dvou součástí. Ke spodní konzole vyrobené z ploché tyče je přivařen držák ok, přes který je do držáku namontován tlumič.



Obr. 4.7: Držáky ramen a tlumiče odpružení, [Autor]

4.9 Varianty zabudování předního odpružení

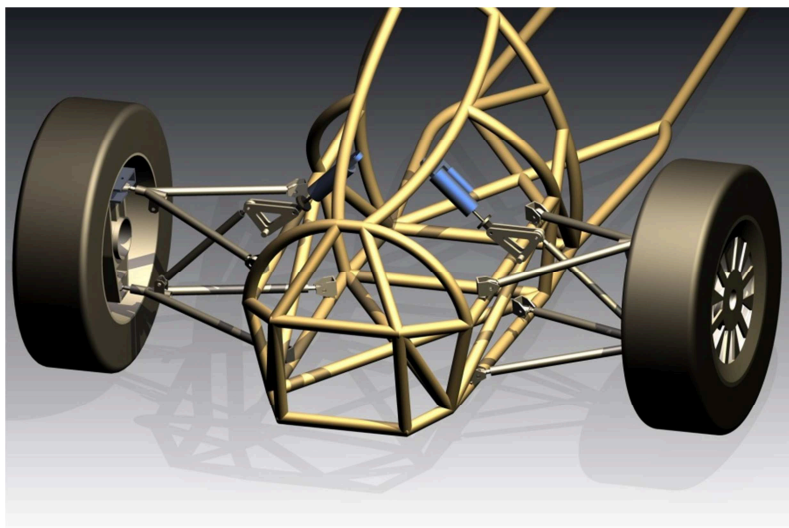
Zabudování tlumiče do rámu závisí na mnoha faktorech. Tím nejdůležitějším je bezpečnostní šablona, do které nesmí žádná komponenta zavěšení zasahovat. Dalším faktorem je snadná dostupnost a údržba komponent, které se nachází uvnitř karoserie. Zároveň je třeba brát zřetel na těžiště vozidla, které je nevhodným umístěním tlumičů negativně ovlivňováno.



Obr. 4.8: Bezpečnostní prostor v rámu vozidla, [Autor, 14]

Možností uložení tlumicí jednotky do rámu je několik. Pro studentskou formuli jsem vybral tři varianty, které přicházejí v úvahu z konstrukčního hlediska a omezeného prostoru.

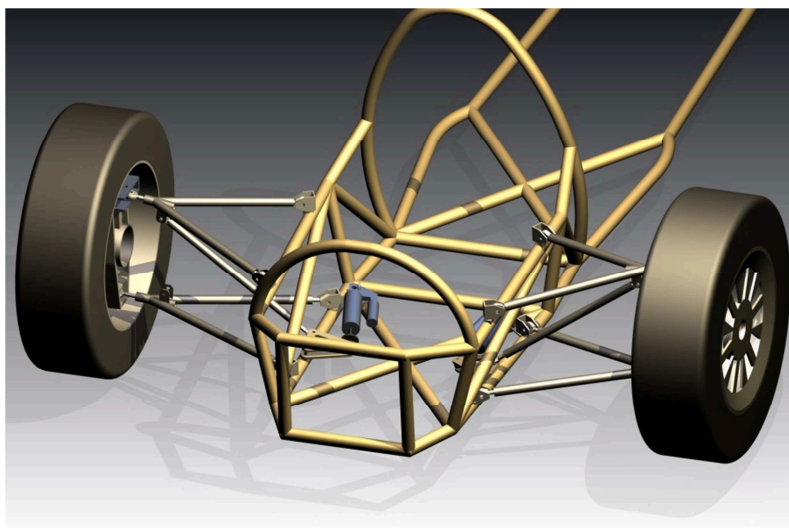
4.9.1 Tlumiče proti sobě umístěné v horní části rámu



Obr. 4.9: Umístění tlumičů v horní části rámu, [Autor]

Při této variantě uspořádání jsou tlumiče odpružení v jedné ose s vahadlem a vzpěrnou tyčí. Toto řešení se vyznačuje nižším namáháním vahadla a ložiska, na kterém je vahadlo uloženo. Z hlediska minimálního bezpečnostního prostoru tato varianta nevyhovuje, a proto je zamítnuta.

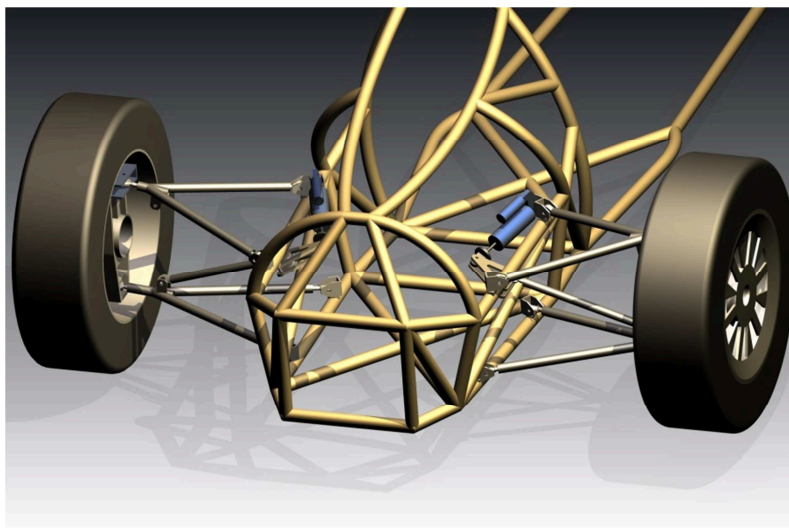
4.9.2 Tlumiče proti sobě umístěné v dolní části rámu



Obr. 4.10: Umístění tlumičů ve spodní části rámu

Varianta s tlumiči umístěnými v dolní části rámu se vyznačuje pozitivními vlastnostmi z hlediska snižování výšky těžiště. Tuto variantu opět musíme zamítnout z důvodu minimálního bezpečnostního průřezu. V dolní části se rám vozidla snižuje, což nedovoluje umístění tlumičů mimo bezpečnostní prostor.

4.9.3 Tlumiče v horní části rámu směřující dozadu



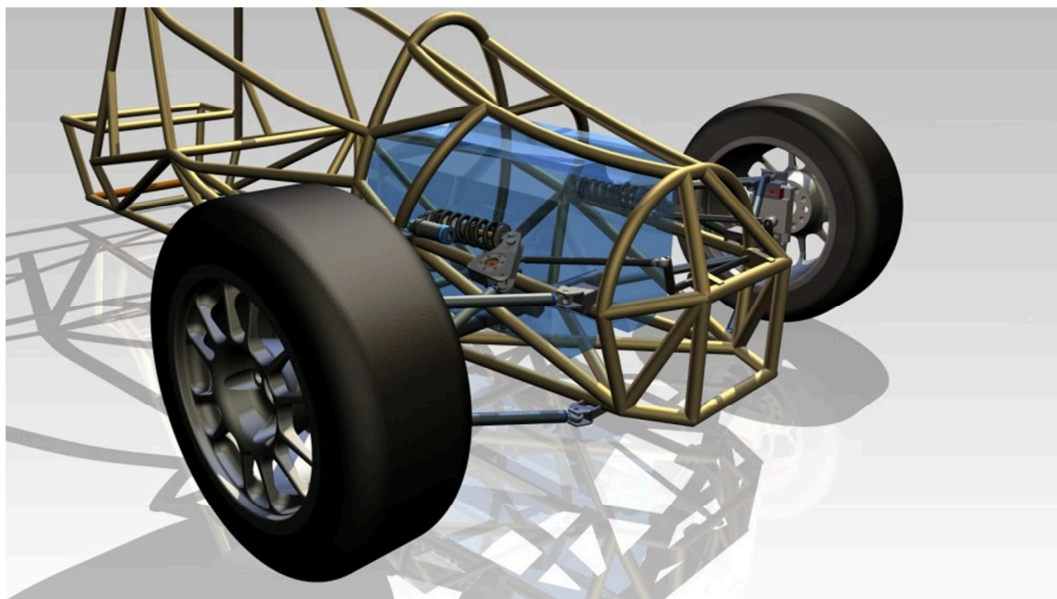
Obr. 4.11: Tlumiče umístěné ve střední části rámu, [Autor]

Tato varianta uspořádání se nachází ve střední části rámu a nemá tak zásadní vliv na výslednou hodnotu výškové polohy těžiště. V této části je rám také nejširší a při uložení tlumičů rovnoběžně s vnějšími trubkami rámu, tyto tlumiče nijak nezasahují do bezpečnostního prostoru. Z těchto dvou hledisek je pro účely studentské formule tato varianta nejoptimálnější. Zároveň dovoluje snadný přístup k tlumičům, demontáž všech komponent a jednoduché konstrukční řešení upevnění ložiska vahadla na rám.

4.10 Výsledné řešení zavěšení předních kol

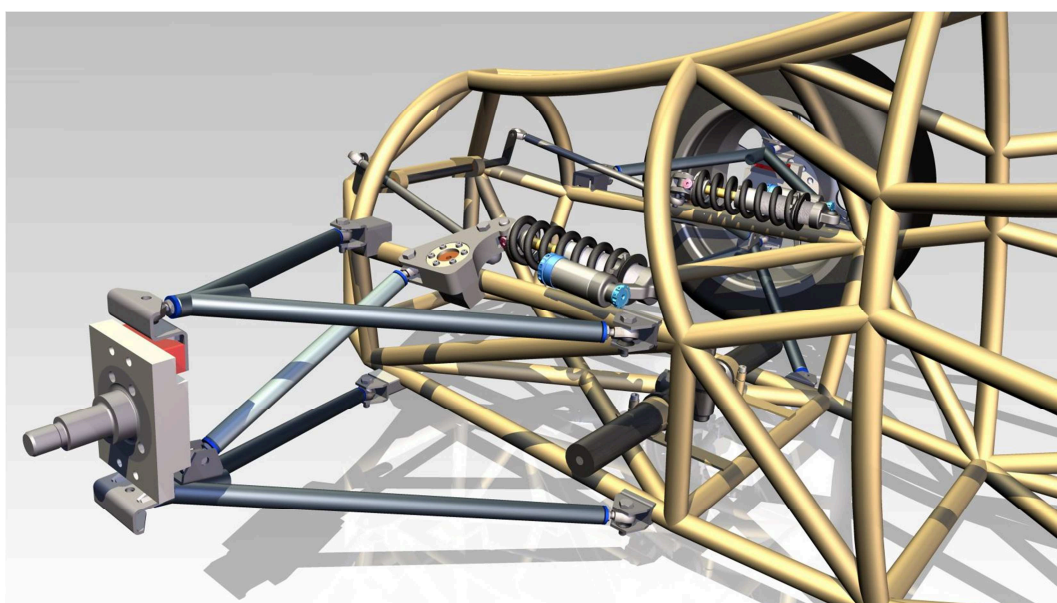
Kompletní sestavení zavěšení předních kol probíhá pomocí vytvoření výkresové dokumentace, kdy se jednotlivé komponenty montují pomocí montážního výkresu na rám, na který jsou přivařeny všechny potřebné držáky.

Na následujícím obrázku (Obr.4.12) je vyobrazeno zavěšení předních kol při pohledu zepředu v namontovaném stavu, včetně těhlic a kol s vloženou bezpečnostní šablonou.



Obr. 4.12: Zavěšení předních kol s vloženou bezpečnostní šablonou, [Autor, 14]

Na následujícím obrázku (Obr.4.13) je vyobrazeno zavěšení předních kol v bočním pohledu. Je skryto přední kolo, aby bylo možno nahlédnout na způsob montáže ramen k těhlici.



Obr. 4.13: Zavěšení předních kol, [Autor]

4.11 Cenové shrnutí zavěšení předních kol

Do filosofie Formule Student také patří náhled nad celkovou cenou navržených a nakupovaných komponent. Je tedy nezbytné, aby už při samotném návrhu byly respektovány celkové náklady na výrobu jednotlivých částí formule. V tomto případě bylo dohodnuto, že náklady na výrobu zavěšení předních kol nepřekročí hodnotu 25 000 Kč. Z tohoto důvodu byly vybrány tlumiče odpružení FOX DHX 5.0, jejichž cena je poloviční ve srovnání s dalšími možnými tlumiči. Přesto svými vlastnostmi plně postačují pro vývoj první generace vozidla.

Tab. 4.1: Cenové shrnutí zavěšení předních kol

Položka	Množství	Cena	Cena celkem
Kloubové oko	16 ks	150 Kč / ks	2 400 Kč
Tlumič FOX	2 ks	5 500 Kč / ks	11 000 Kč
Spoj. materiál	-	-	250 Kč
Trubka Ø 20	1,6 m	90 Kč / m	180 Kč
Tyč kr Ø 20	0,4 m	70 Kč / m	70 Kč
Jehlové ložisko 1	2 ks	750 Kč / ks	1500 Kč
Jehlové ložisko 2	2 ks	175 Kč / ks	350 Kč
Duralová deska	1 ks	1200 Kč / ks	1200 Kč
Ostatní	-	-	1000 Kč
Celková cena			18 000 Kč

Z předchozí tabulky je zřejmé, že nejdražší položkou jsou tlumiče FOX DHX 5.0, jejichž cena činí 11 000 Kč. Dále pak jehlová ložiska 1, která stojí 1 500 Kč a kloubová oka s cenou 2 400 Kč. Celkové náklady a výrobu zavěšení předních kol činí 18 000 Kč.

5 Optimalizace

Navržené konstrukční řešení komponent zavěšení předních kol je v této fázi vývoje shledáno funkčním a vyhovuje všem nutným požadavkům daným pravidly a závodním týmem. Přesto je třeba vybrané komponenty optimalizovat po stránce hmotnosti, při zachování funkčnosti a výrobitelnosti. Výsledné konstrukční řešení, které se následně vyrobí, musí zároveň splňovat bezpečnostní požadavky.

Optimalizace vybraných komponent probíhá na základě:

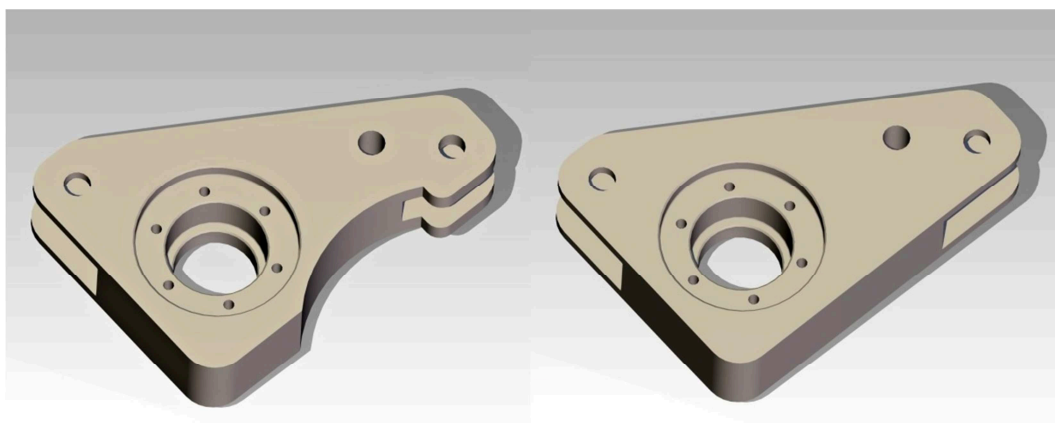
- Funkčnosti
- Hmotnosti
- Výrobitelnosti
- Pevnosti

Aby byla zachována funkčnost a především bezpečnost po hmotnostní optimalizaci vybraných komponent, je třeba tyto komponenty zkontrolovat. Kontrola probíhá tak, že jsou zjištěny síly zatěžující zavěšení předních kol při vybraných jízdních stavech a tyto hodnoty jsou pak vstupními daty pro následnou kontrolu metodou konečných prvků.

5.1 Optimalizace vybraných komponent

Pro optimalizaci byly vybrány následující komponenty:

- Vahadlo
- Ramena
- Vzpěrná tyč



Obr. 5.1: Vahadlo upravené, vahadlo před úpravou, [Autor]

5.1.1 Vahadlo

Vahadlo je trojúhelníkového tvaru vyrobeného z duralové desky třískovým obráběním na CNC jednotce. Původní varianta vahadla má hmotnost 0,35 kg. Z důvodu funkčnosti a úspory hmotnosti bylo třeba navrhnout vybrání, do kterého zapadá konec tlumící jednotky při propružení. Po navržení první varianty vybrání byla zajištěna funkčnost, ale zaoblení bylo příliš malé. Bylo tedy navrženo větší zaoblení, které je výrobitelné a zároveň stále zaručuje funkčnost celého komponentu. Výsledná varianta vahadla má hmotnost 0,314 kg, došlo tedy k úspoře hmotnosti 30 gramů.

5.1.2 Ramena

Horní rameno bylo původně navrženo z bezešvé trubky o vnějším průměru 25 mm s tloušťkou stěny 2 mm. Při této konfiguraci činí hmotnost horního ramene 1,1 kilogramů. Po změně vnějšího průměru na 20 mm při zachování tloušťky stěny 2 mm, klesne hmotnost na 0,78 kg.

Spodní rameno v původním návrhu má hmotnost 1,15 kilogramů. Po změně vnějšího průměru na 20 mm, při zachování původní tloušťky stěny, klesne hmotnost spodního ramene na 0,89 kg.

5.1.3 Vzpěrná tyč

Stejným způsobem se postupovalo i u vzpěrné tyče, která byla navržena ze stejných komponent, jako ramena. Vzpěrná tyč v původní konfiguraci dosahovala hmotnosti 0,4 kg. Po změně vnějšího průměru na 20 mm, při zachování tloušťky stěny, klesne hmotnost vzpěrné tyče na 0,32 kg.

Změnou vnějšího průměru trubky, ze které jsou vyrobeny ramena a vzpěrná tyč, bylo docíleno snížení hmotnosti o 1,32 kilogramů. Metodou konečných prvků je nutno navržené řešení ověřit.

5.2 Výpočet zatížení pro následnou analýzu MKP

Při pohybu vozidla po závodní trati působí na kola nejen síly statické a síly vyvolané v důsledku propružení kola, ale rovněž síly způsobené samotnou dynamikou pohybu vozidla po trati. Hmotnost celého vozidla můžeme rozdělit na hmotnost odpruženou a hmotnost neodpruženou.

Za hmotnosti neodpružené považujeme hmotnost kol, zavěšení kol, těhlice, brzdového mechanismu, tlumící jednotky, vahadla a hnacího mechanismu (pokud je připojený k nápravě).

Celkově se podíl neodpružených hmot na hmotnosti celého vozu pohybuje v rozmezí od 12-17%. Ostatní hmotnosti vozidla považujeme za odpružené. [7]

Dle způsobu jízdy lze rozlišovat tyto stavy:

- **přímá jízda po rovině:** na vozidlo působí tíha vozidla, odpor vzduchu, odpor valení a odpor setrvačnosti. Náprava vozidla během jízdy představuje kmitající soustavu. Frekvence kmitání je závislá na tuhosti zavěšení karoserie, tuhosti pneumatiky a na hmotnosti samotné nápravy.
- **brzdění:** kolo je namáháno tíhou vozidla, brzdou silou a brzdovým momentem.
- **rozjezd:** kolo je namáháno tíhou vozidla, rozjezdovou silou a rozjezdovým momentem.
- **průjezd zatáčkou:** na kolo působí tíha vozidla a odstředivá síla. To má za následek zvýšené namáhání a zahřívání vnějšího kola. Při průjezdu zatáčkou zanedbáváme odpor valení a budeme předpokládat, že vozidlo nebude ani zrychlovat a ani zpomalovat.
- **přejezd nerovností:** předpokládá se, že při přejezdu nerovnosti působí na kolo celá hmotnost připadající na řešenou nápravu. [7]

Tab. 5.1: Základní parametry vozidla, [Autor]

Hmotnost připadající na přední nápravu	140 kg
Hmotnost připadající na zadní nápravu	210 kg
Rozložení hmotnosti	40 : 60
Celková hmotnost	350 kg
Rozvor náprav	1785 mm
Rozchod přední nápravy	1340 mm
Výška pneumatiky	520,7 mm
Výšková poloha těžiště	500 mm

5.2.1 Výpočet neodpružených a odpružených hmot přední nápravy

Základem výpočtu je stanovení velikosti odpružených a neodpružených hmot připadajících na přední nápravu. Mezi odpružené hmoty se řadí rám a všechny součásti předního zavěšení, které se při propružení nepohybují. Mezi neodpružené hmoty se řadí

všechny části předního zavěšení, které se při propružení pohybují. V našem případě mezi neodpružené hmoty patří:

- Pneumatiky
- Kola
- Ramena zavěšení
- Těhlice
- Ložiska
- Tlumič odpružení
- Brzdy
- Šrouby kol
- Tyč řízení
- Držáky připevněné na těhlici

Tab. 5.2: Hmotnosti jednotlivých komponent, [Autor]

Neodpružené části	Označení	Hmotnost
Pneumatika	m_{pneu}	5 kg
Kolo	m_{kola}	3,4 kg
Ramena zavěšení	m_{ramena}	2 kg
Těhlice	$m_{\text{těhlice}}$	0,7 kg
Náboj kola	$m_{\text{náboj}}$	1,5 kg
Ložiska	$m_{\text{ložiska}}$	0,7 kg
Tlumič odpružení	$m_{\text{tlumiče}}$	0,475 kg
Brzdy	m_{brzdy}	3,2 kg
Šrouby kol	$m_{\text{šrouby}}$	0,05 kg
Tyč řízení	$m_{\text{tyč}}$	0,4 kg
Držáky	$m_{\text{držáky}}$	0,2 kg

$$\begin{aligned}
 m_{n1} &= m_{pneu} + m_{kola} + m_{ramena} + m_{t\acute{e}hlice} + m_{n\acute{a}boj} + m_{lo\acute{z}iska} + m_{tlumi\acute{c}e} + m_{brzdy} \\
 &\quad + m_{\acute{s}rouby} + m_{ty\acute{c}h} + m_{dr\acute{z}\acute{a}ky} \\
 &= 5 + 3,4 + 0,7 + 1,5 + 0,7 + 0,475 + 3,2 + 0,05 + 0,4 + 0,2 = 17,6 \text{ kg}
 \end{aligned}
 \tag{5.01}$$

kde:

m_{n1} – hmotnost neodpružených hmot připadajících na jedno kolo nápravy [kg]

Pro výpočet neodpružených hmot připadajících na přední nápravu, musíme výsledek vynásobit dvěma.

$$m_n = m_{n1} \cdot 2 = 17,6 \cdot 2 = 35,2 \text{ kg} \tag{5.02}$$

kde:

m_n – hmotnost neodpružených hmot připadajících na přední nápravu [kg]

5.3 Těžiště vozidla

Na každý bod tělesa působí v tíhovém poli jeho tíhová síla. Výslednice všech sil mají působíště v jednom bodě, který nazýváme těžiště tělesa. Je-li zaveden pojem těžiště tělesa, tak lze celé těleso nahradit pouze jedním bodem. Pohyb celého tělesa dále řešíme tak, že vyšetřujeme pouze pohyb samotného těžiště. [8]

5.3.1 Podélné těžiště vozidla

Pro zjištění délkové polohy těžiště se určí hmotnost vozidla připadající na přední a zadní nápravu metodou vážení. Výsledná hmotnost na přední nápravě je součtem hmotnosti pod předním pravým a levým kolem vozidla ($m_p = m_{pp} + m_{pl}$). Obdobným způsobem zjistíme hmotnost vozidla připadající na zadní nápravu m_z ($m_z = m_{zp} + m_{zl}$). Výsledkem tohoto výpočtu je celková hmotnost vozidla a určení poměru hmotností připadajících na jednotlivé nápravy.

5.3.2 Výšková poloha těžiště

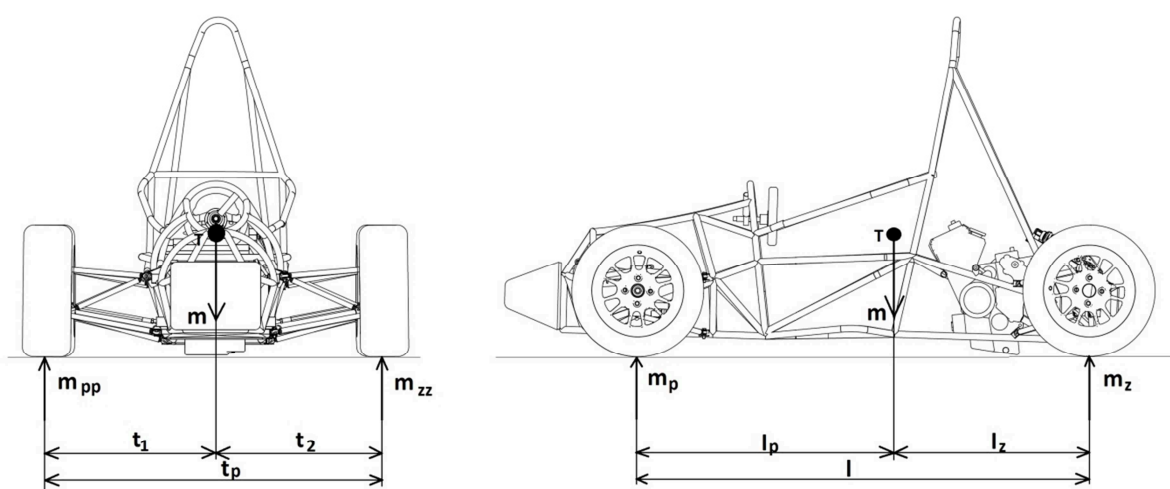
Výškovou polohu těžiště lze určit třemi způsoby:

- metodou vážení v šikmé poloze
- metoda překlopení
- metoda zavěšení

5.4 Výpočet těžiště vozidla

Následující výpočet pracuje s metodou, kdy se zváží vozidlo v jeho šikmé poloze, kdy přední část vozidla je zvednuta o určitý úhel závislý na daných podmínkách v laboratoři. Pro zjištění podélné polohy těžiště je třeba určit hmotnost vozidla připadající na nápravy vážením.

Experiment v laboratoři prakticky probíhal tak, že byly pod jednotlivá kola vozidla umístěny osobní digitální váhy, čímž bylo změřeno statické zatížení jednotlivých kol. Tímto jednoduchým způsobem bylo možno ověřit příčnou polohu těžiště, která se nachází v ose vozidla.



Obr. 5.2: Příčná a podélná poloha těžiště, [Autor, 8]

K určení vodorovné vzdálenosti těžiště vozidla od obou náprav nám stačí znát pouze rozvor náprav a hmotnost připadající na jednotlivé nápravy. Tyto hodnoty byly zjištěny obdobným způsobem, jako příčná poloha těžiště.

Zjištění vodorovné vzdálenosti těžiště vozidla od přední nápravy:

$$l_p = \frac{m_z}{m} \cdot l = \frac{m_z}{m_p + m_z} \cdot l = \frac{1}{1 + \frac{m_p}{m_z}} = \frac{1}{1 + \frac{140}{210}} \cdot 1,785 = 1,071 \text{ m} \quad (5.03)$$

kde:

l_p – vodorovná vzdálenost těžiště vozidla od přední nápravy [m]

l – rozvor náprav [m]

m_z – hmotnost vozidla připadající na zadní nápravu [kg]

m – celková hmotnost vozidla [kg]

m_p – hmotnost vozidla připadající na přední nápravu [kg]

Zjištění vodorovné vzdálenosti těžiště vozidla od zadní nápravy:

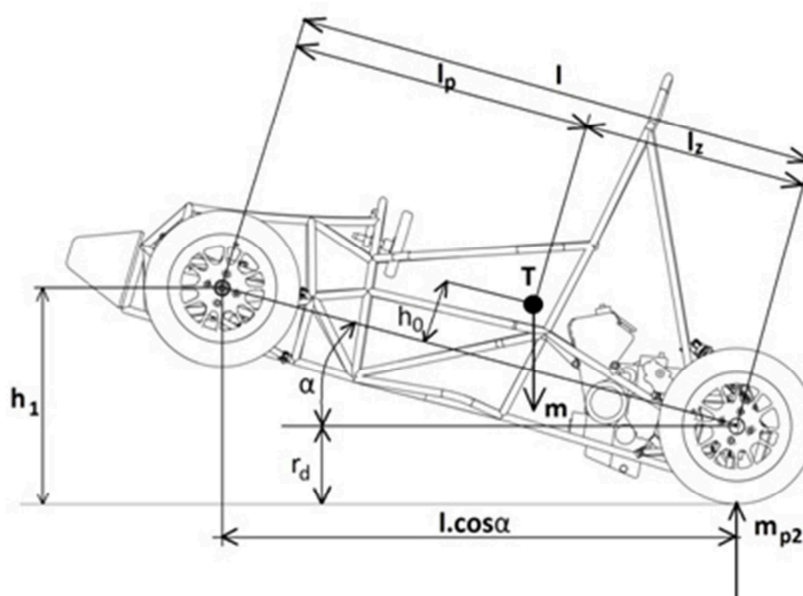
$$l_z = L - L_p = 1,785 - 1,071 = 0,714 \text{ m} \quad (5.04)$$

kde:

l_z – vodorovná vzdálenost těžiště vozidla od zadní nápravy [m]

Kontrola vypočtených hodnot:

$$l = l_p + l_z = 0,714 + 1,071 = 1,785 \text{ m} \quad (5.05)$$



Obr. 5.3: Výšková poloha těžiště, [Autor, 8]

Celková hmotnost vozidla:

$$m = m_p + m_z = 140 + 210 = 350 \text{ kg} \quad (5.06)$$

5.4.1 Výpočet výškové polohy těžiště vozidla

Experiment pro určení výškové polohy těžiště vozidla probíhá tak, že kola zadní nápravy spočívají na digitálních osobních vahách, zjistí se statické zatížení a poté je přední část vozidla zvednuta do určité výšky h , čímž se vozidlo nakloní o určitý úhel α . Následně se změří změna zatížení zadní nápravy a výšková poloha těžiště vozidla se vypočítá. Statická rovnice rovnováhy momentů vzhledem k ose zadních kol:

$$m_{p2} \cdot l \cdot \cos \alpha - m \cdot (h_o \cdot \sin \alpha + l_p \cdot \cos \alpha) = 0 \quad (5.07)$$

kde:

m_{p2} – okamžitá hmotnost připadající na zadní nápravu [kg]

α – úhel náklonu vozidla [°]

Z této rovnice můžeme odvodit vztah pro výpočet okamžité hmotnosti připadající na zadní nápravu:

$$m_{p2} = \frac{m \cdot h_o}{l} \cdot \operatorname{tg} \alpha - m \cdot \frac{l_p}{l} = \frac{m \cdot h_o}{l} \cdot \operatorname{tg} \alpha - m_p \quad (5.08)$$

Úhel naklopení α :

$$\alpha = \arcsin \frac{h_1}{l} = \arcsin \frac{730}{1785} = 24,13^\circ \quad (5.09)$$

Okamžitá hmotnost připadající na zadní nápravu při zvednutí vozidla je větší o hodnotu Δm_p

$$m_{p2} = m_p + \Delta m_p \gg \Delta m_p = m_{p2} - m_p = 231 - 210 = 21 \text{ kg} \quad (5.10)$$

kde:

Δm_p – přírůstek hmotnosti na zadní nápravě [kg]

Experimentem bylo zjištěno, že při nadzvednutí přední nápravy o $24,13^\circ$ (tato hodnota odpovídá nadzvednutí do výšky 730 mm) vzroste hmotnost připadající na zadní nápravu o 21 kg.

Určení kolmé vzdálenosti h_o od spojnice středů předních a zadních kol:

$$h_o = \frac{\Delta m_p}{m} \cdot \frac{l}{\operatorname{tg} \alpha} = \frac{21}{350} \cdot \frac{1,785}{\operatorname{tg} 24,13} = 0,239 \text{ m} \quad (5.11)$$

kde:

h_o - kolmá vzdálenost těžiště od spojnic středů přední a zadní nápravy [m]

Určení výšky těžiště od opěrné roviny:

$$h = h_o + r_d = 0,239 + 0,26035 = 0,5 \text{ m} \quad (5.12)$$

kde:

h – výška těžiště od opěrné roviny [m]

r_d – poloměr kola [m]

5.5 Výpočet zatěžujících sil

Výpočet zatěžujících sil je v našem případě důležitý především pro získání vstupních hodnot pro kontrolu navrženého řešení metodou konečných prvků.

Budu se zabývat těmito jízdními stavy:

- Přímá jízda vozidla po rovině s přihlédnutím na přejezd nerovností
- Jízda vozidla ve směrovém oblouku
- Brzdění vozidla
- Rozjezd vozidla

5.5.1 Přímá jízda po rovině

Základem výpočtu je stanovení velikosti statické zatěžující síly F_Z . Ta se určuje pro obě nápravy vozidla, v našem případě ovšem bude stačit určení pouze pro nápravu přední. Zatěžující sílu F_Z působící na nápravu určíme vztahem:

$$F_Z = m_1 \cdot g = 140 \cdot 9,81 = 1373,4 \text{ N} \quad (5.13)$$

kde:

F_Z - zatěžující síla na přední nápravě [N]

m_1 - hmotnost vozidla připadající na řešenou nápravu [N]

Pomocí následujícího vztahu vypočítáme zatěžující sílu na jednotlivá kola přední nápravy:

$$F_{Zk} = \frac{F_Z}{2} = \frac{1373,4}{2} = 686,7 \text{ N} \quad (5.14)$$

kde:

F_{Zk} - zatěžující síla na jednotlivá kola přední nápravy [N]

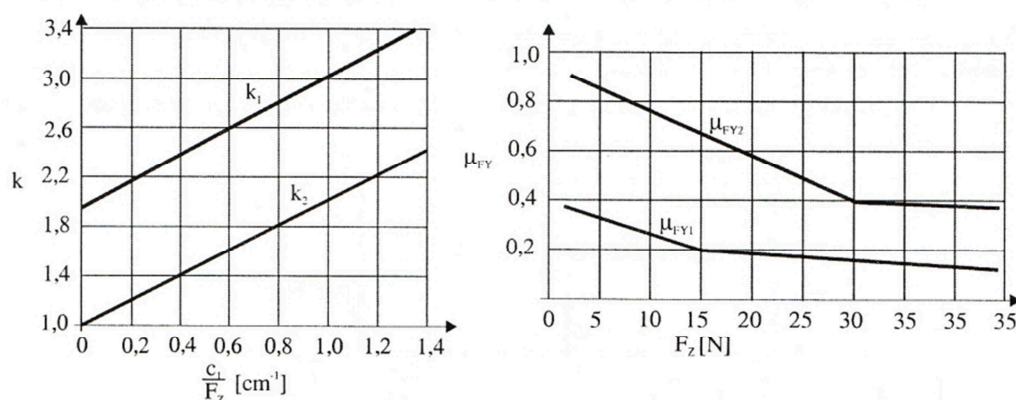
Tato zatěžující síla se během jízdy mění a dosahuje svého minima a maxima. Jedná se o jízdní stavy, kdy vozidlo přejíždí přes nerovnosti. Okamžité zatížení přední nápravy pro tento stav lze zjednodušeně zjistit pomocí dynamického koeficientu k_1 . Pro výpočet je třeba uvažovat s maximální hodnotou zatížení. Maximální zatěžující sílu F_{Zmax} určíme vztahem:

$$F_{Zmax} = F_z \cdot k_1 = 1373,4 \cdot 2 = 2746,8 \text{ N} \quad (5.15)$$

kde:

F_{Zmax} – maximální zatěžující síla na přední nápravě [N]

k_1 – dynamický koeficient určený tuhostí pneumatiky a zatěžující silou [-]



Obr. 5.4: Dynamický koeficient, koeficient bočních sil při přímé jízdě, [7]

S ohledem na dynamický výpočet nápravy byl koeficient zvolen $k_1=2$, který v našem případě simuluje dodatečné navýšení velikosti zatěžujících sil při přejezdu vozidla příčnou nerovností. Dále tedy počítáme s maximálními hodnotami zatížení. Tento postup byl volen především s ohledem na ramena zavěšení a k jejich dostatečnému naddimenzování vzhledem k zatěžujícím silám při všech jízdních režimech. Tento koeficient je dán poměrem tuhosti pneumatiky a velikosti statické zatěžující síly.

Při přímé jízdě překonává kolo nerovnosti na trati a dochází ke zdvihu kola, což způsobuje jeho boční posun a vyvolává vznik boční síly F_Y . Její orientace může mít kladný i záporný smysl. Boční sílu F_Y určíme vztahem:

$$F_{YP} = F_{ZPmax} \cdot \mu_{FY} = 2746,8 \cdot 0,55 = 1510,7 \text{ N} \quad (5.16)$$

kde:

F_{YP} - boční síla působící na přední nápravu [N]

μ_{FY} – koeficient bočních sil při přímé jízdě [-]

Hodnota koeficientu bočních sil při přímé jízdě μ_{FY} byla zvolena 0,55 s ohledem na velikost zatěžujících sil.

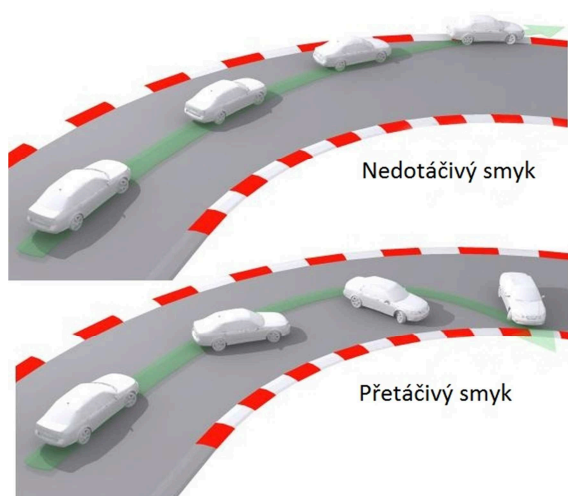
5.5.2 Pohyb vozidla ve směrovém oblouku

Základem pro výpočet sil působících na vozidlo při jízdě ve směrovém oblouku, je vyšetření možných situací, které mohou nastat.

5.5.2.1 Průjezd vozidla směrovým obloukem (smyk/převrácení)

Při jízdě vozidla po okruhu může nastat situace, kdy lze vozidlo jen stěží udržet ve stanovené jízdní dráze vytyčené kužely. Příčinou může být porušení rovnováhy vnějších sil a jejich momentů působících na vozidlo s reakcemi a jejich momenty na styku vozidla s vozovkou. Stabilitu vozidla zajišťuje především tření mezi pneumatikami a povrchem vozovky. Při průjezdu vozidla směrovým obloukem mohou nastat následující případy poruchy stability:

- Vozidlo se smýká vně zatáčky
- Vozidlo se převrhne kolem vnějšího kola
- Vozidlo se smýká dovnitř zatáčky



Obr. 5.5: Příklady smyků, [17]

5.5.3 Nedotáčivý smyk

Při neotáčivém smyku má vozidlo tendenci jet stále rovně po tečně ze zatáčky ven. Natočení volantu vyvolává ještě větší nedotáčivost, brzdění u vozidel bez ABS pak způsobuje zablokování předních kol a tím úplnou ztrátu říditelnosti vozidla. Nedotáčivý smyk je charakteristický především pro vozidla s přední hnací nápravou.

5.5.4 Přetáčivý smyk

Při přetáčivém smyku má zadní náprava tendenci vozidlo tzv. předběhnout. Tato situace se nejčastěji řeší ubráním plynu, sešlápnutím spojky a natočením volantu do opačného směru než kam směřuje středový oblouk. Tomuto manévru se říká „kontra“. Přetáčivý smyk hrozí zejména vozidlům se zadní hnací nápravou. [17]

5.5.5 Převrácení vozidla

K převrácení vozidla kolem vnějšího kola může dojít při vysoko položeném těžišti vozidla spojeném s vysokou nájezdovou rychlostí do směrového oblouku. Náhlé převrácení vozidla je prakticky vyloučeno, neboť ve většině případů vozidlo přejde dříve do smyku. Může však nastat případ, kdy při nevhodně zvolené jízdní stopě spojené s vyšší nájezdovou rychlostí dostane vozidlo přetáčivý smyk. Ten se řidič snaží zkorigovat natočením volantu do opačného směru, tzv. kontra. Vozidlo se narovná do požadovaného směru, vlivem stálého natočení kol do plného rejdu však má najednou vozidlo tendenci směřovat právě tímto směrem. Vozidlo se pak může dostat do kolmé polohy vzhledem k profilu komunikace, čímž dojde k překlopení. [17]

5.5.6 Základní podmínka pro riziko smyku

Výsledná odstředivá síla musí být menší nebo rovna odstředivé síle působící na zadní nápravu. Zároveň lze říct, že pokud vozidlo pojede takovou rychlostí, že adheze v příčném směru bude zcela využita, bude platit rovnováha odstředivé a adhezní síly.

$$F_o \gg m \cdot g \cdot \mu_y = m \cdot \frac{v^2}{R} \quad (5.17)$$

$$F_o \leq F_y \quad (5.18)$$

$$F_o \leq \mu_y \cdot G \leq 0,85 \cdot 140 \cdot 9,81 \leq 1167 \text{ N} \quad (5.19)$$

kde:

F_o – odstředivá síla [N]

G – tíha vozidla připadající na nápravu [N]

Příklad výpočtu pro vozidlo pohybující se rychlostí 60 km.h⁻¹ (16,66 m.s⁻¹)

$$F_{os} = \frac{m \cdot v^2}{R} = \frac{140 \cdot 16,66^2}{100} = 385,8 \text{ N} \quad (5.20)$$

$$F_{os} < F_o \quad (5.21)$$

Riziko smyku ve směrovém oblouku při jízdě vozidla rychlostí 60 km.h⁻¹ nehrozí.

5.5.7 Základní podmínka pro riziko převrácení

Výsledná odstředivá síla vynásobená výškovou polohou těžiště musí být menší nebo rovna tíze vozidla na poloviční délce rozchodu nápravy.

$$F_o \cdot h_t \leq G \cdot \frac{B}{2} \quad (5.22)$$

Výpočet maximální boční síly F_{op} , při které nedojde k převrácení:

$$F_{op} \leq \frac{G \cdot \frac{B}{2}}{h_t} \gg F_{op} \leq \frac{350 \cdot 9,81 \cdot \frac{1,34}{2}}{0,5} \gg F_{op} \leq 4600,9 \text{ N} \quad (5.23)$$

$$F_{os} < F_{op} \quad (5.24)$$

$$385,8 \text{ N} < 4600,9 \text{ N} \quad (5.25)$$

kde:

h_t – výšková poloha těžiště [m]

B – rozchod řešené nápravy [m]

K převrácení vozidla dojde při působení odstředivé síly o velikosti 4600,9 N. Z předchozího vztahu je zřejmé, že situace, kdy vozidlo dostane smyk, nastane dříve než převrácení vozidla.

5.5.8 Výpočet zatížení při průjezdu zatáčkou

Pohyb vozidla ve směrovém oblouku budeme měřit dvěma různými způsoby. Zatímco ten první nezohledňuje dynamický koeficient k_1 , v druhém případě je tento koeficient do výpočtu již zahrnut.

Následující výpočet zkoumající pohyb vozidla ve směrovém oblouku nezohledňuje dynamický koeficient $k_1=2$.

Při výpočtu předpokládáme, že vozidlo bude udržovat konstantní rychlost. V těžišti vozidla vzniká odstředivá síla F_O působící rovnoběžně s podložkou. Odstředivou sílu F_O určíme vztahem:

$$F_O = \frac{m \cdot v^2}{R} \quad (5.26)$$

kde:

F_O – odstředivá síla působící rovnoběžně s podložkou [N]

m – hmotnost vozidla [kg]

v – rychlost jízdy [m.s⁻¹]

R – poloměr směrového oblouku [m]

Dalším krokem výpočtu je zjištění zatěžujících sil působících na jednotlivá kola. Výpočet vychází ze základní podmínky zachování rovnováhy. Velikost zatěžující síly působící na vnější kolo určíme dle následující rovnice:

$$F_O \cdot h_t + G \cdot \frac{B}{2} - F_{ZL} \cdot B = 0 \quad (5.27)$$

$$F_{ZL} = \frac{F_O \cdot h_t + G \cdot \frac{B}{2}}{B} = \frac{1167 \cdot 0,5 + 140 \cdot 9,81 \cdot \frac{1,34}{2}}{1,34} = 1122,1 \text{ N} \quad (5.28)$$

kde:

F_{ZL} – velikost zatěžující síly působící na vnější kolo [N]

h_t – výška těžiště odpružených hmot [m]

G - tíha hmotnosti připadající na řešenou nápravu [N]

B – rozchod vozidla [m]

Pro výpočet zatěžující síly působící na vnitřní kolo musíme určit rozdíl zatížení kola. Rozdíl zatížení kola určíme dle následujícího vztahu:

$$\Delta F_Z = G_1 - F_{ZL} = 1373,4 - 1122,1 = 251,3 \text{ N} \quad (5.29)$$

kde:

ΔF_Z – rozdíl zatížení kol na přední nápravě [N]

G_1 - tíha hmotnosti připadající na řešenou nápravu [N]

Velikost zatěžující síly působící na vnitřní kolo určíme dle následujícího vztahu:

$$F_{ZP} = F_Z - \Delta F_Z = 1373,4 - 251,3 = 860,6 \text{ N} \quad (5.30)$$

kde:

F_{ZP} – velikost zatěžující síly působící na vnitřní kolo [N]

Vnější a vnitřní kolo vozidla nebude zatěžováno stejnou silou a bude přenášet různě velkou boční sílu:

$$F_{BL} = F_{ZL} \cdot \mu_Y = 1122,1 \cdot 0,85 = 953,8 \text{ N} \quad (5.31)$$

$$F_{BP} = F_{ZP} \cdot \mu_Y = 860,6 \cdot 0,85 = 731,5 \text{ N} \quad (5.32)$$

kde:

F_{BL} – boční síla působící na vnější kolo nápravy [N]

F_{BP} – boční síla působící na vnitřní kolo nápravy [N]

μ_Y – součinitel boční přilnavosti pneumatiky [-]

Tab. 5.3: Součinitel přilnavosti, [7]

Součinitel přilnavosti pro různé povrchy vozovky					
Vozovka		hodnota	vozovka		hodnota
beton	suchý	0,8-1,0	asfalt	suchý	0,6-0,9
	mokrý	0,5-0,8		mokrý	0,3-0,8
dlažba	suchá	0,6-0,8	makadam	suchý	0,6-0,8
	mokrá	0,3-0,5		mokrý	0,3-0,5
polní cesta	suchá	0,4-0,6	tráva	suchá	0,4-0,6
	mokrá	0,3-0,4		mokrá	0,2-0,5
hluboký písek, sníh		0,2-0,4	náledí		0,1-0,3

-hodnotu součinitele přilnavosti μ_Y volím 0,85 s ohledem na závodní využití vozidla formulového typu.

Následující výpočet již zohledňuje dynamický koeficient $k_1=2$. Jeho použití je zdůvodněno potřebou vyššího namáhání vzhledem k návrhu a kontrole nového mostu nápravy.

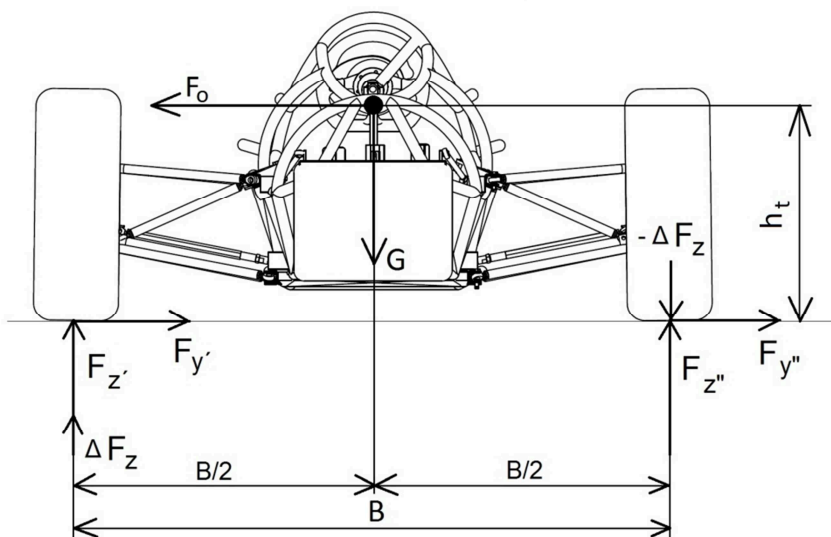
Boční sílu musí zachytit pneumatiky v místě jejich kontaktu s vozovkou, a tedy její velikost může dosahovat pouze hodnot dle následující rovnice:

$$F_{OP} = F_{Zmax} \cdot \mu_Y = 2746,8 \cdot 0,85 = 2334,8 \text{ N} \quad (5.33)$$

kde:

F_{OP} – boční síla připadající na přední nápravu [N]

Odstředivá síla působí v těžišti vozidla. Působí na rameni h_t a vyvolává klopný moment, který zvyšuje zatížení vnějšího kola o sílu ΔF_Z . O stejnou sílu se snižuje zatížení vnitřního kola.



Obr. 5.6: Síly působící na vozidlo při průjezdu zatáčkou, [Autor, 7]

Toto přidavné zatížení se skládá ze dvou částí. První vyvolává moment boční síly odpružených hmot působících v jejich těžišti na rameni h_t . Druhou část vytváří moment odstředivé síly neodpružených hmot, která působí v jejich těžišti na rameni r_d . Rozdíl zatížení kola v důsledku působení odstředivé síly odpružených hmot:

$$\Delta F_{Z1} = \frac{G_{O1}}{B} \cdot \mu_Y \cdot h_t = \frac{104,8 \cdot 9,81}{1,34} \cdot 0,85 \cdot 0,5 = 326,7 \text{ N} \quad (5.34)$$

kde:

ΔF_{Z1} – rozdíl zatížení kola na přední nápravě v důsledku působení odstředivé síly odpružených hmot [N]

G_o – tíha odpružených hmot vozidla připadající na řešenou nápravu [N]

Rozdíl zatížení kola v důsledku působení odstředivé síly neodpružených hmot:

$$\Delta F_{Z2} = \frac{G_{N1}}{B} \cdot \mu_Y \cdot r_d = \frac{35,2 \cdot 9,81}{1,34} \cdot 0,85 \cdot 0,260 = 56,6 \text{ N} \quad (5.35)$$

kde:

ΔF_{Z2} – rozdíl zatížení kola v důsledku působení odst. síly neodpružených hmot na přední nápravě [N]

G_N – tíha neodpružených hmot vozidla na řešené nápravě [N]

r_d – poloměr kola [m]

Celkovou změnu zatížení náprav ΔF_Z můžeme určit jako součet změn vyvolaných odpružených a neodpružených hmot:

$$\Delta F_Z = \Delta F_{Z1} + \Delta F_{Z2} = 326,7 + 56,6 = 383,3 \text{ N} \quad (5.36)$$

kde:

ΔF_{ZP} – celková změna zatížení přední nápravy [N]

Velikost sil působících v ose z na vnější a vnitřní kolo:

$$F'_Z = F_{Zmax} + \Delta F_Z = 2746,8 + 383,3 = 3130,1 \text{ N} \quad (5.37)$$

$$F''_Z = F_{Zmax} - \Delta F_Z = 2746,8 - 383,3 = 2363,5 \text{ N} \quad (5.38)$$

kde:

F'_Z – zatěžující síla působící na vnější kolo přední nápravy [N]

F''_Z – zatěžující síla působící na vnitřní kolo přední nápravy [N]

Vnější a vnitřní kolo vozidla nebude zatěžováno stejnou silou a bude přenášet různě velkou boční sílu:

$$F'_Y = (F_{Zmax} + \Delta F_Z) \cdot \mu_Y = (2746,8 + 383,3) \cdot 0,85 = 2660,6 \text{ N} \quad (5.39)$$

$$F''_Y = (F_{Zmax} - \Delta F_Z) \cdot \mu_Y = (2746,8 - 383,3) \cdot 0,85 = 2008,9 \text{ N} \quad (5.40)$$

kde:

F'_Y – boční síla působící na vnější kolo přední nápravy [N]

F''_Y – boční síla působící na vnitřní kolo přední nápravy [N]

5.5.9 Zjištění koeficientu bezpečnosti

Předcházející výpočet zjišťoval velikost zatěžujících a bočních sil působících na přední nápravu ve dvou případech. První případ vycházel z určení velikosti zatěžující síly při statickém zatížení. Druhý pak zohledňoval dynamiku vozidla pomocí koeficientu k_1 . Z poměru velikostí bočních sil můžeme určit navýšení bezpečnosti použitím dynamického koeficientu k_1 . Koeficient bezpečnosti můžeme určit dle následujícího vztahu:

$$k_2 = \frac{F'_Y}{F_{BL}} = \frac{2660,6}{953,8} = 2,8 \quad (5.41)$$

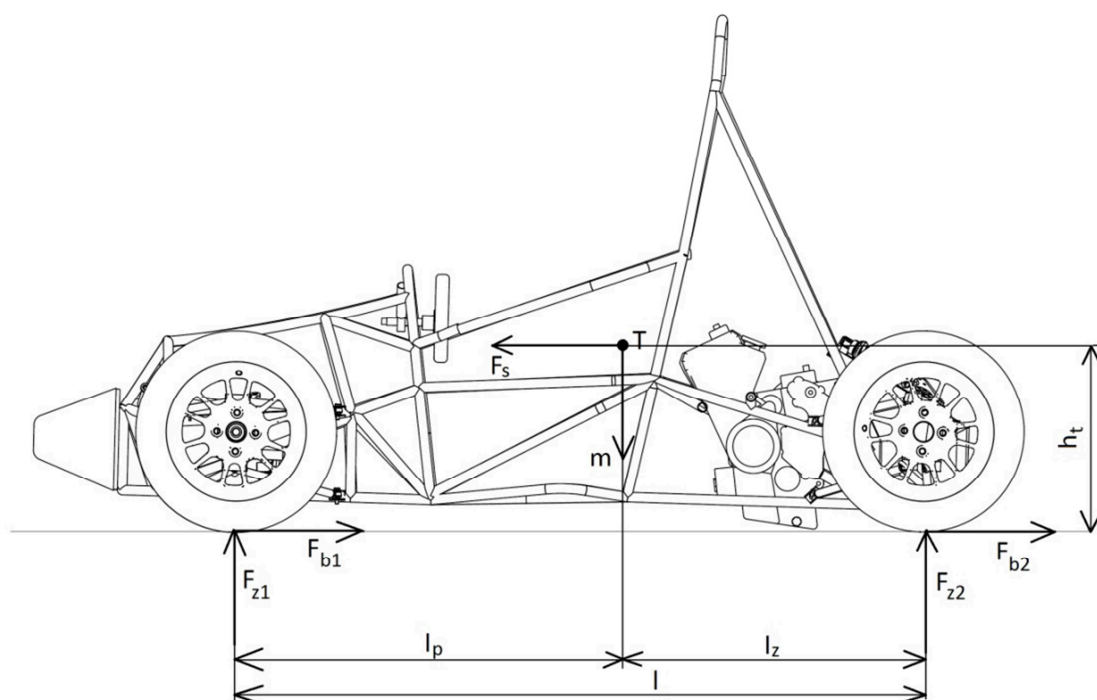
kde:

k_2 – koeficient bezpečnosti [-]

F'_Y – boční síla působící na vnější kolo nápravy [N]

F_{BL} – boční síla působící na vnější nápravu [N]

5.5.10 Přímá jízda- brzdění



Obr. 5.7: Jízdní stav brzdění, [Autor, 7]

Při tomto manévru dochází k přidavnému zatížení přední nápravy o hodnotu ΔF_z . O stejnou hodnotu se pak zadní náprava odlehčí.

Nejdříve zjistíme setrvačnou sílu při brzdění:

$$F_s = m \cdot g \cdot \mu = 350 \cdot 9,81 \cdot 0,85 = 2918,4 \text{ N} \quad (5.42)$$

kde:

F_s – setrvačná síla [N]

μ – součinitel přilnavosti [-]

Z rovnice rovnováhy momentů k zadnímu kolu můžeme vyjádřit zatěžující sílu na přední nápravu. Rovnice rovnováhy má tento tvar:

$$F_{z1} \cdot l = G_v \cdot l_z + F_s \cdot h_t \quad (5.43)$$

Z rovnice rovnováhy vyjádříme zatěžující sílu na přední nápravu:

$$F_{z1} = \frac{F_s \cdot h_t + G_v \cdot L_z}{l} = \frac{2918,4 \cdot 500 + 350 \cdot 9,81 \cdot 714}{1785} = 2190,9 \text{ N} \quad (5.44)$$

Obdobným můžeme zjistit zatěžující sílu působící na zadní nápravu:

$$F_{z2} = \frac{-F_s \cdot h_t + G_v \cdot L_p}{l} = \frac{-2918,4 \cdot 500 + 350 \cdot 9,81 \cdot 1071}{1785} = 1242,6 \text{ N} \quad (5.45)$$

Pomocí součinitele podélné přilnavosti μ_x můžeme stanovit velikost možných brzdných sil působících v místě dotyku kola s vozovkou na přední nápravě:

$$F_{B1} = F_{z1} \cdot \mu = 2190,9 \cdot 0,85 = 1862,3 \text{ N} \quad (5.46)$$

kde:

F_{B1} – brzdná síla působící v místě dotyku kola s vozovkou na přední nápravě [N]

Pomocí součinitele podélné přilnavosti μ_x můžeme stanovit velikost možných brzdných sil působících v místě dotyku kola s vozovkou na zadní nápravě:

$$F_{B2} = F_{Z2} \cdot \mu = 1242,6 \cdot 0,85 = 1056,2 \text{ N} \quad (5.47)$$

kde:

F_{B2} – brzdná síla působící v místě dotyku kola s vozovkou na zadní nápravě [N]

5.5.11 Přímá jízda- rozjezd

Při přímé jízdě počítáme vedle brzdění rovněž s rozjížděním vozidla. Při tomto jízdním režimu dochází k přídatnému zatížení zadní nápravy o hodnotu ΔF_Z . O stejnou hodnotu se přední náprava odlehčí. Velikost zatěžující síly při rozjezdu určíme vztahem:

$$F_{ZRP} = F_{ZPmax} + \Delta F_{ZP} = F_{ZPmax} \cdot k_1 = 2746,8 \cdot 0,6 = 1648,1 \text{ N} \quad (5.48)$$

$$F_{ZRZ} = F_{ZZmax} + \Delta F_{ZZ} = F_{ZZmax} \cdot k_1 = 4120,2 \cdot 1,2 = 4944,2 \text{ N} \quad (5.49)$$

kde:

F_{ZRP} – zatížení přední nápravy při rozjezdu [N]

F_{ZRZ} – zatížení zadní nápravy při rozjezdu [N]

k_1 – koeficient změny zatížení nápravy při rozjezdu [-]

Tab. 5.4: Koeficient změny zatížení nápravy při rozjezdu, [7]

Koeficient změny zatížení nápravy při rozjezdu		
	osobní automobil	nákladní automobil
přední náprava	0,6-0,8	0,8-0,9
zadní náprava	1,2-1,4	1,1-1,2

-koeficient změny zatížení nápravy při rozjezdu k_1 volím 0,6 u přední nápravy a 1,2 u zadní.

Pomocí součinitele podélné přilnavosti μ_x můžeme stanovit velikost možných rozjezdových sil působících v místě dotyku kola s vozovkou:

$$F_{RP} = F_{ZRP} \cdot \mu_x = 1648,1 \cdot 0,6 = 988,86 \text{ N} \quad (5.50)$$

$$F_{RZ} = F_{ZRZ} \cdot \mu_x = 4944,2 \cdot 0,6 = 2966,5 \text{ N} \quad (5.51)$$

kde:

F_{RP} – rozjezdová síla působící v místě dotyku kola s vozovkou na přední nápravě [N]

F_{RZ} – rozjezdová síla působící v místě dotyku kola s vozovkou na zadní nápravě [N]

5.5.12 Srovnání všech sil působících při jednotlivých jízdních situacích

Tab. 5.5: Srovnání sil při jednotlivých jízdních situacích, [Autor]

Jízdní stav	Vnější kolo			Vnitřní kolo		
	X	Y	Z	X	Y	Z
Vozidlo v klidu	-	-	686,7 N	-	-	686,7 N
Přímá jízda + nerovnost	-	755,4 N	1373,4 N	-	755,4 N	1373,4 N
Průjezd zatáčkou bez k_1	-	953,8 N	1122,1 N	-	731,5 N	860,6 N
Průjezd zatáčkou s k_1	-	2660,6 N	3130,1 N	-	2008,9 N	2363,5 N
Brzdění	931,2 N	-	1095,5 N	931,2 N	-	1095,5 N
Rozjezd	494,4 N	-	824 N	494,4 N	-	824 N

5.6 Kontrola optimalizovaných součástí metodou konečných prvků

Metoda konečných prvků se zkratkou MKP je numerická metoda, která slouží k simulaci průběhů, napětí, deformací, proudění tepla a tekutin na předem vytvořeném modelu, kterému jsme zadali vlastnosti daného materiálu. V případě kontroly zavěšení předních kol se zkoumá maximální deformace vybraných komponent a analýza napětí.

Metodou konečných prvků lze řešit jak jednorozměrné, tak i vícerozměrné modely. Model se rozloží na určitý počet prvků daných rozměrů, tyto prvky na sebe navzájem působí ve společných uzlech, ale i na společných hranicích prvků, případně plochách, proto skutečný počet stykových bodů není u vícerozměrných elementů konečný.

Metoda konečných prvků je používána především ke kontrole navržených komponent či celých sestav nebo pro stanovení kritického místa konstrukce v oblasti strojního inženýrství. Cílem této metody je simulace zatížení vybraných komponent zavěšení předních kol při působení maximálního vypočteného zatížení.

Simulace zatížení jednotlivých komponent opět probíhá v programu Autodesk Inventor 2014 v systémovém prostředí Pevnostní analýza. Po načtení geometrie dané komponenty se vytvoří síť prvků. Jejich počet a rozměry jsou voleny s ohledem na velikost dané komponenty. V další části simulace byly nadefinovány vazby, které simulují pevnost spojení a stupně volnosti daných komponent. V poslední části nastavení simulace bylo nutno nadefinovat zatěžující síly. Jejich velikost byla navolena na základě výpočtu zatěžujících sil při jednotlivých jízdních stavech. Bylo zvoleno maximální zatížení pro všechny tři osy. [3]

Jednotlivé fáze MKP:

1. Tvorba geometrického modelu
2. Přiřazení materiálu
3. Zavedení vazeb
4. Zatížení a okrajové podmínky
5. Vygenerován síť
6. Výpočet
7. Vyhodnocení výsledků

Vyhodnocení výsledků

Výsledky pevnostní analýzy jsou zobrazeny na samotné geometrii dané součásti jako barevné isoplochy zvolené veličiny. Mezi základní vypočtené veličiny patří stav napjatosti dané součásti a její deformace.

Analýza napětí

Napětí je míra vnitřního rozložení sil na jednotku plochy, která je způsobena zatížením vnějšími silami. Analýza napětí se srovnává s materiálovými charakteristikami danými materiálovými vlastnostmi.

Analýza deformací

Analýza deformace je důležitá pro posouzení správnosti nastavení simulace modelu. Reálnost průběhu deformace by měla odpovídat předpokládanému chování v reálném stavu. Zároveň ukazuje, které místa daných součástí se nejvíce deformují.

5.6.1 Spodní rameno

Součást je rozdělena na dílčí elementy, jejichž velikost je závislá na velikosti a tvaru součásti. Průměrná velikost prvku byla zvolena 0,04 mm. Vytvořená síť je dostatečně detailní a obsahuje 17 901 uzlů a 9325 prvků.

Uzly:16912
Prvky:8864



Obr. 5.8: Vytvořená síť na spodním rameni, [Autor]

Spodní rameno je zatíženo silami, které odpovídají jízdním stavům brzdění a průjezd směrovým obloukem s přihlédnutím na dynamický koeficient. Při těchto jízdních režimech působí v daných osách na zavěšení předních kol maximální vypočtené zatížení. Při zatížení součásti stavem 1. (brzdění), působí na součást zatížení ve směru X a Z. Při zatížení součásti stavem 2. (průjezd směrovým obloukem), působí na součást zatížení ve směru Y a Z. Tyto zátěžné síly jsou zadávány na plochy čepu Uniballu, který spojuje rameno zavěšení s těhlicí. Na rameno jsou aplikovány pevné vazby v Uniballech a v čepu držáku vzpěrné tyče.



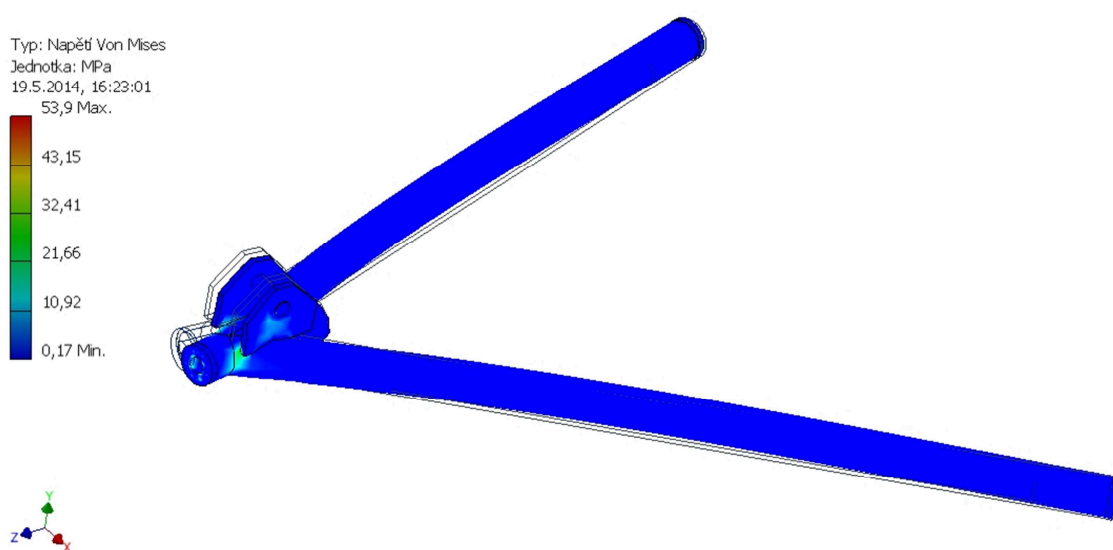
Obr. 5.9: Ukázka působení sil, [Autor]

5.6.1.1 Analýza výsledného napětí

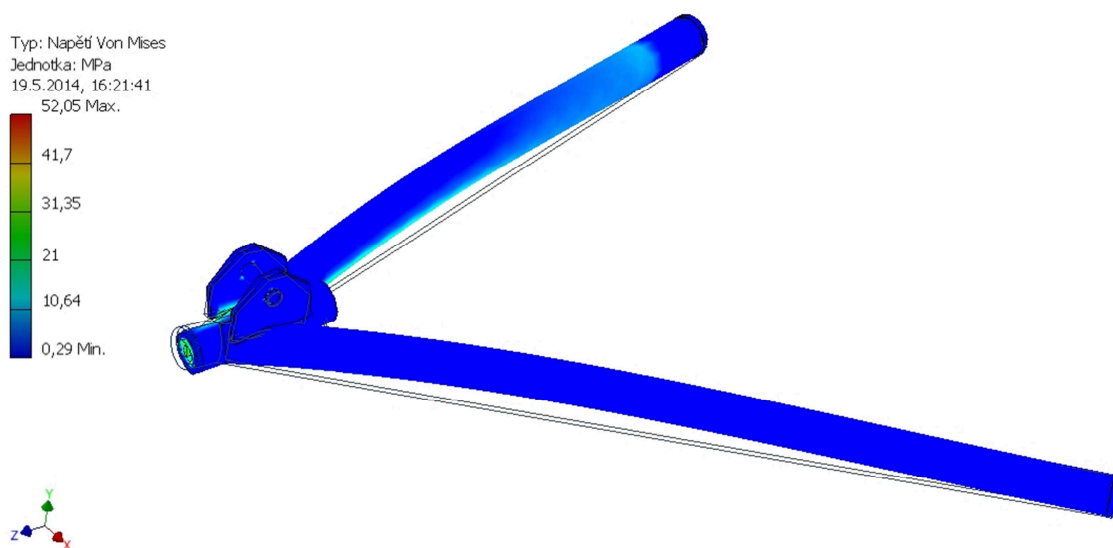
Analýza napětí při jízdním stavu 1: Simulací bylo zjištěno, že redukované napětí dosahuje maximální hodnoty 53,9 MPa. Toto napětí se vyskytuje v místě svaření trubek ramen.

Analýza napětí při jízdním stavu 2: Simulací bylo zjištěno, že redukované napětí dosahuje maximální hodnoty 52,05 MPa. Toto napětí se vyskytuje v závitové vložce. Dalším namáhaným dílem je držák vzpěrné tyče, kde činí napětí 30,2 MPa.

Problémovou součástí spodního ramene je Uniball spojující rameno s těhlicí. Po vyhodnocení rizik je doporučeno zvolit Uniball 10 nebo Uniball s vnitřním závitem.



Obr. 5.10: Napětí spodního ramene při jízdním stavu 1, [Autor]

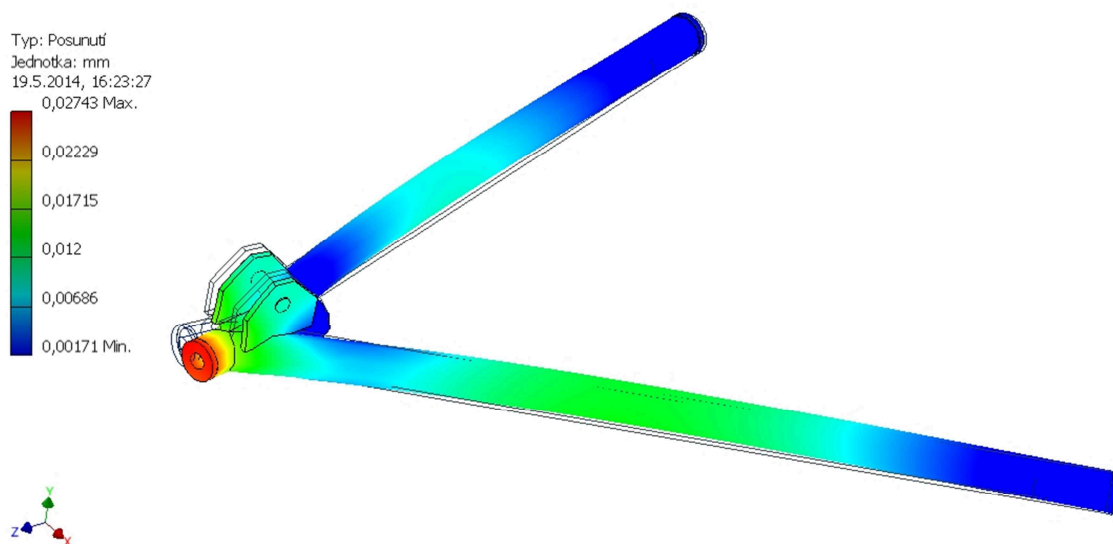


Obr. 5.11: Napětí spodního ramene při jízdním stavu 2, [Autor]

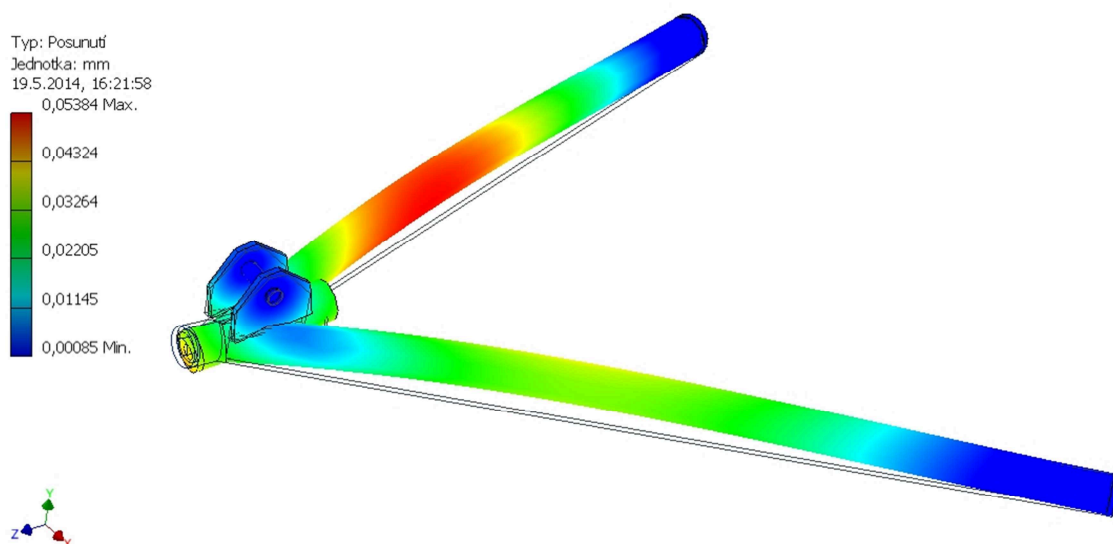
5.6.1.2 Analýza deformace

Analýza deformace při jízdním stavu 1: Simulací bylo zjištěno největší posunutí střední trubky v místě spojení se závitovou vložkou o velikosti 0,027 mm.

Analýza deformace při jízdním stavu 2: Simulací bylo zjištěno největší posunutí trubky 1 ramene o velikost 0,053 mm. V obou případech je velikost posunutí zanedbatelná.



Obr. 5.12: Posunutí spodního ramene při jízdním stavu 1, [Autor]



Obr. 5.13: Posunutí spodního ramene při jízdním stavu 2, [Autor]

5.6.2 Horní rameno

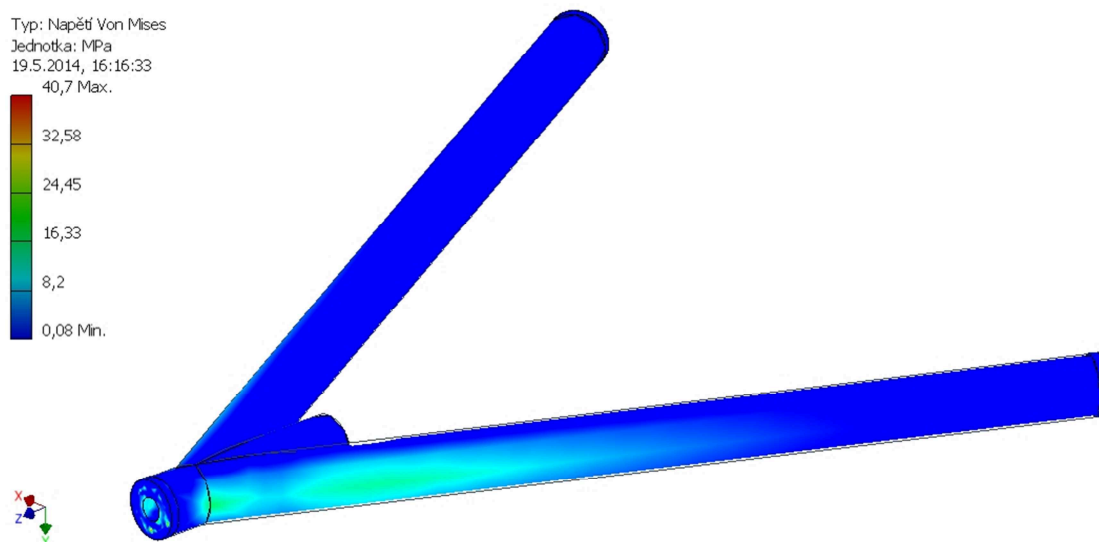
Rovněž horní rameno je zatíženo silami, které odpovídají jízdním stavů brzdění a průjezd směrovým obloukem s přihlédnutím na dynamický koeficient. Rameno je proto zatěžováno stejnými silami jako spodní rameno. Analýza by proto měla vést k obdobným výsledkům. Na rameno je aplikována síť tvořící 12 597 uzlů a 7127 prvků. Na Unibally spojující rameno s rámem je aplikována pevná vazba.

5.6.2.1 Analýza výsledného napětí

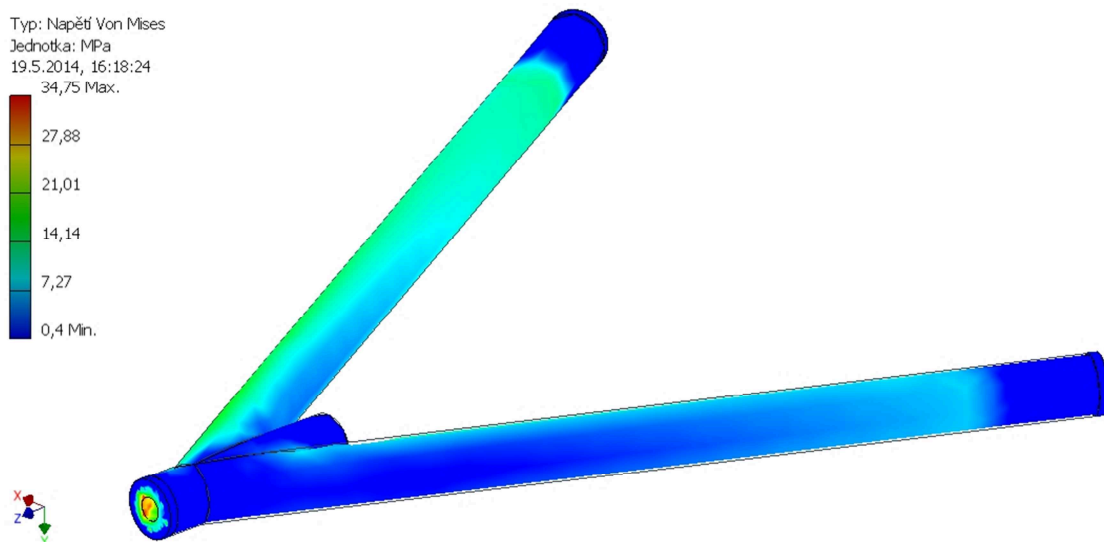
Analýza napětí při jízdním stavu 1: Simulací bylo zjištěno, že redukované napětí dosahuje maximální hodnoty 40,7 MPa. Toto napětí se vyskytuje v místě svaru trubky 2 se střední trubkou.

Analýza napětí při jízdním stavu 2: Simulací bylo zjištěno, že redukované napětí dosahuje maximální hodnoty 34,75 MPa. Toto napětí se vyskytuje v místě závitové vložky

Problémovou součástí horního ramene je i v tomto případě Uniball spojující rameno s těhlicí. Po vyhodnocení rizik je doporučeno zvolit Uniball s vnějším závitem M10 nebo Uniball s vnitřním závitem.



Obr. 5.14: Napětí horního ramene při jízdním stavu 1, [Autor]

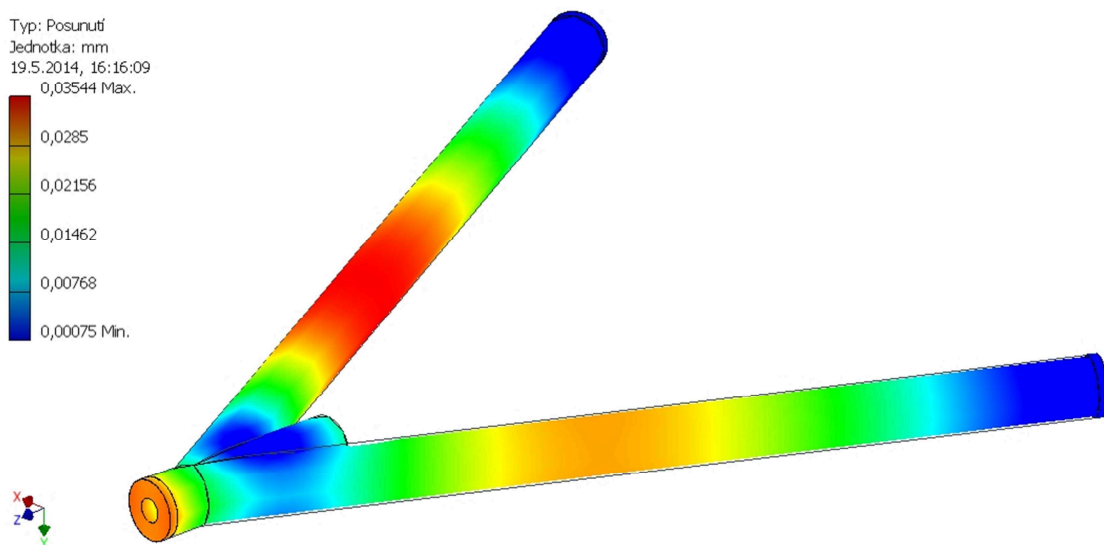


Obr. 5.15: Napětí horního ramene při jízdním stavu 2, [Autor]

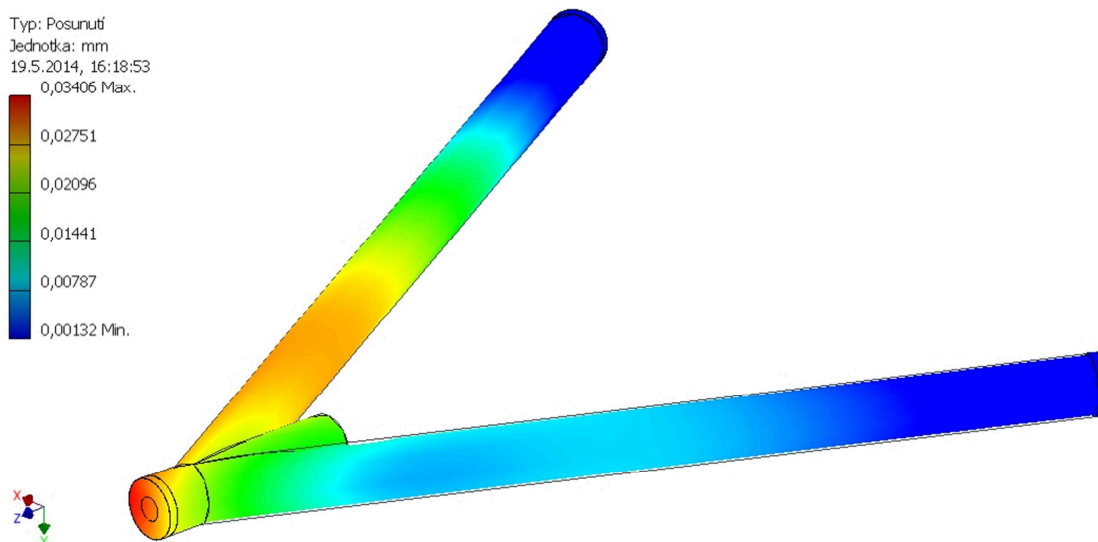
5.6.2.2 Analýza deformace

Analýza deformace při jízdním stavu 1: Simulací bylo zjištěno posunutí trubky 1 o velikost 0,035 mm. Dále je viditelné posunutí trubky 2 a závitové vložky spojující rameno s těhlicí.

Analýza deformace při jízdním stavu 2: Simulací bylo zjištěno posunutí závitové vložky spojující rameno s těhlicí o velikost 0,034 mm.



Obr. 5.16: Posunutí horního ramene při jízdním stavu 1, [Autor]



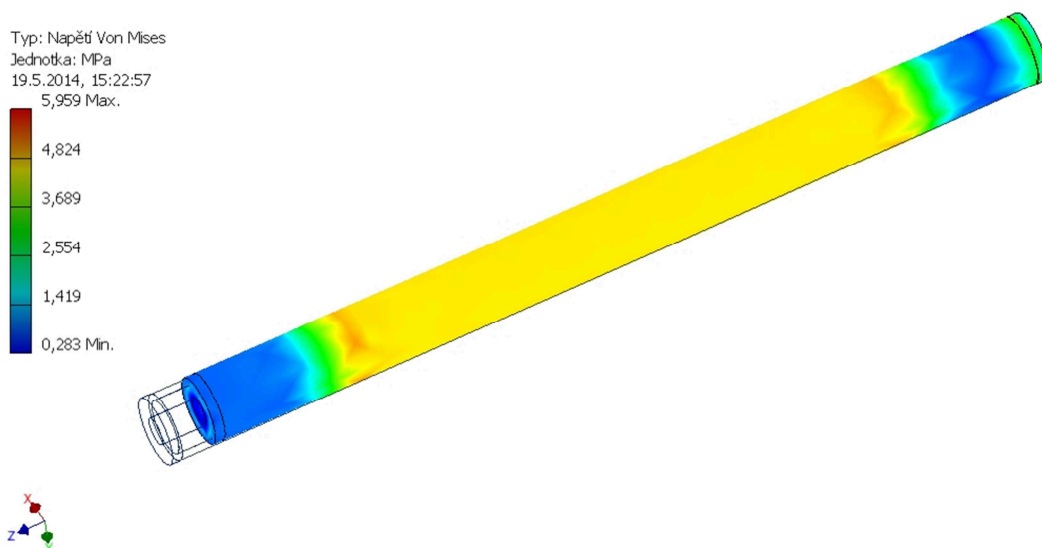
Obr. 5.17: Posunutí horního ramene při jízdním stavu 2, [Autor]

5.6.3 Vzpěrná tyč

Vzpěrná tyč tlumičů je sítí rozdělena na 12 498 uzlů a 6 925 prvků. Vzpěrná tyč je ukotvena v Uniballech. Na čep horního Uniballu je aplikovaná pevná vazba a dotyk separace. Na čep spodního Uniballu je aplikovaná separace. Vzpěrná tyč je zatěžována pouze na tah/tlak, je proto počítána pouze pro jeden stav, neboť při zdvihu kola působí na vzpěrnou tyč stále stejná síla. Simulací bylo zjištěno maximální posunutí 0,005 mm a maximální napětí 5,95 MPa.

5.6.3.1 Analýza výsledného napětí:

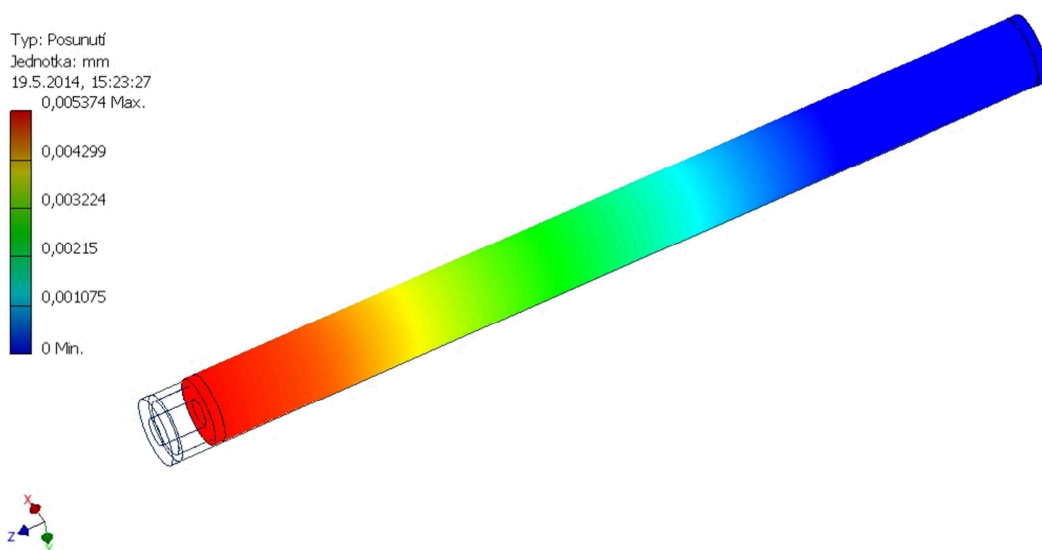
Simulací bylo prokázáno, že maximální napětí se koncentruje ve střední části trubky vzpěrné tyče, kde dosahuje maxima 5,95 MPa.



Obr. 5.18: Napětí ve vzpěrné tyči, [Autor]

5.6.3.2 Deformační analýza:

Analýza deformace prokázala minimální velikost posunutí trubky vzpěrné tyče v místech spodního Uniballu. Nejvyšší hodnota posunutí činí 0,005 mm.



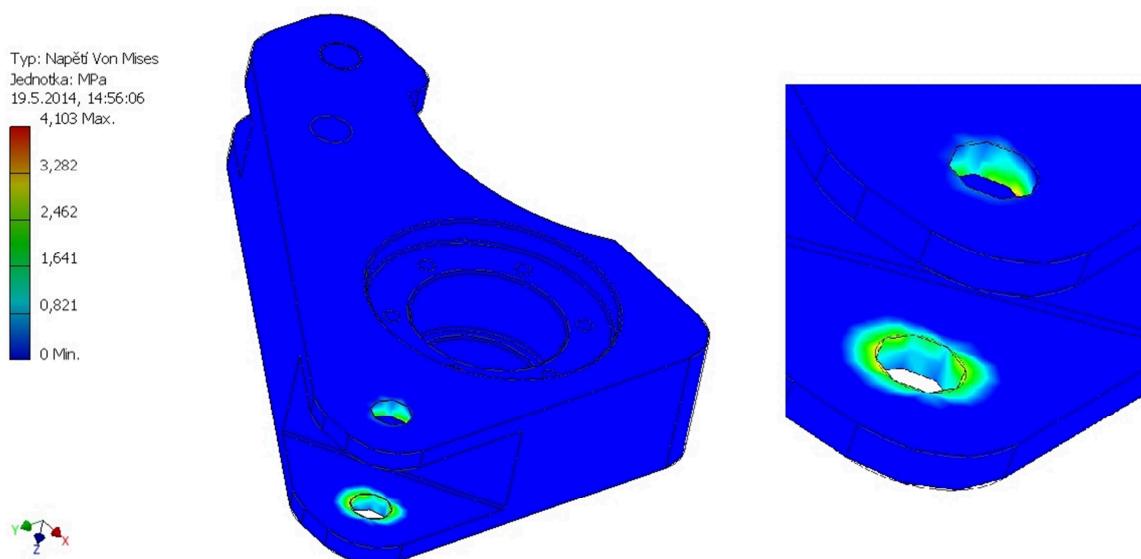
Obr. 5.19: Posunutí vzpěrné tyče, [Autor]

5.6.4 Vahadlo

Duralové vahadlo je při jízdě vozidla zatěžováno silou od pružiny. Tato síla je úměrná maximálnímu zatížení. Vahadlo je uchyceno v místě ložiska a v místě uchycení tlumiče. Zatěžující síla namáhá vahadlo v místě vzpěrné tyče odpružení. Velikost působení této síly bude stejná v obou zkoumaných jízdních stavech. Vzhledem k tomu, že je vahadlo konstrukčně složitou součástí, obsahuje síť 58 975 uzlů a 38 528 prvků.

5.6.4.1 Analýza výsledného napětí

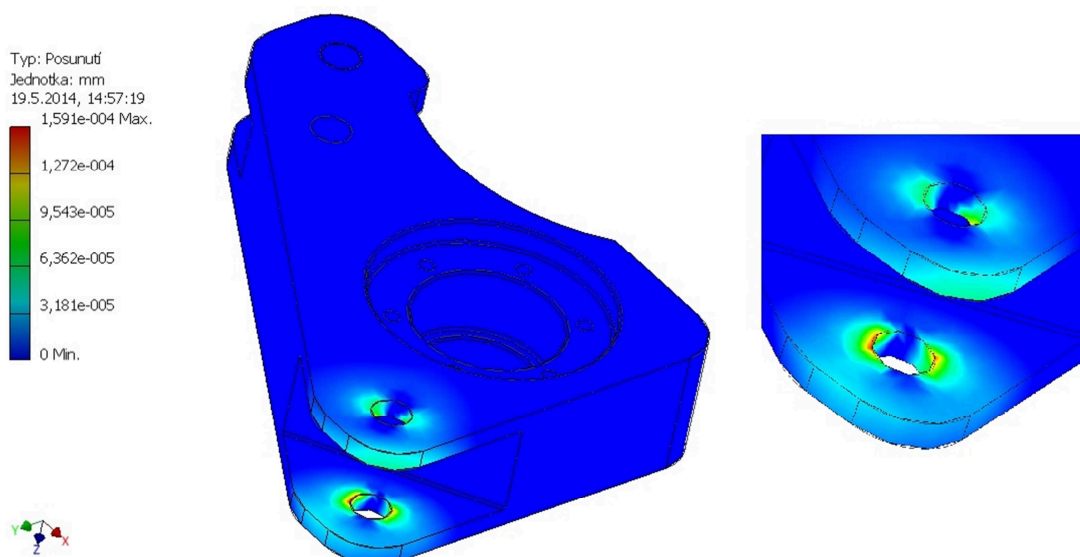
Simulací bylo zjištěno, že největší napětí na vahadlu se koncentruje v místě otvorů pro šrouby spojující tělo vahadla se vzpěrnou tyčí. Hodnota tohoto napětí činí 4,1 MPa.



Obr. 5.20: Napětí ve vahadlu, [Autor]

5.6.4.2 Analýza deformace

Simulací bylo zjištěno, že největší posunutí se nachází v otvorech pro šrouby. Toto posunutí má velikost 0,0001 mm a je tedy zcela zanedbatelné.



Obr. 5.21: Posunutí vahadla, [Autor]

5.6.5 Vyhodnocení zjištěných hodnot při simulaci

Tab. 5.6: Zjištěné hodnoty při simulaci, [Autor]

	Deformace 1	Napětí 1	Deformace 2	Napětí 2	Bezpečnost
Jednotka	[mm]	[MPa]	[mm]	[MPa]	[1]
Spodní rameno	0,027	53,9	0,053	52,05	4,6
Horní rameno	0,035	40,7	0,034	34,75	6,1
Vzpěrná tyč	0,005	5,95	0,005	5,95	41,9
Vahadlo	0,0001	4,1	0,0001	4,1	68

Kontrolní výpočet bezpečnosti se provádí pro zjištěné maximální redukované napětí při daném jízdním stavu, které je srovnáno s mezí plasticity daného materiálu. [6]

$$k = \frac{R_e}{\sigma_{redMAX}} \quad (5.52)$$

kde:

σ_{dt} – dovolené napětí v ohybu [N]

σ_{redMAX} – zjištěné maximální redukované napětí [m]

Z pevnostní analýzy metodou konečných prvků bylo zjištěno, že nejvíce zatíženými komponenty jsou ramena. Pro konstrukci ramen byl zvolen materiál 11 373, který svými vlastnostmi vyhovuje zjištěnému namáhání při simulaci maximálního zatížení. U trubky vzpěrné tyče bude pevnostně vyhovovat i trubka vnějšího průměru 16 mm.

Pevnostní analýzou bylo zároveň dodatečně zjištěno velké namáhání Uniballů v místech volného (nezašroubovaného) závitu. Tuto délku je potřeba minimalizovat na maximální přípustnou hodnotu dovolenou konstrukcí a funkcí Uniballu. Pro další návrhy je nutno volit Uniball s vnějším závitem M10 nebo typ Uniballu se závitem vnitřním.

6 Výkresová dokumentace

Vytváření výkresové dokumentace probíhalo v prostředí programu Autodesk Inventor 2014 na základě vymodelovaných jednotlivých komponent. Výkresová dokumentace je rozdělena na část výrobních výkresů, podle kterých byly vyrobeny potřebné komponenty. Část těchto komponent byla vyrobena přímo v laboratoři, část komponent pak byla vyrobena na Katedře obrábění a montáže.

Další část výkresové dokumentace tvoří výkresy svařenců. Samotné svaření jednotlivých částí probíhalo přímo v laboratoři metodou MAG. Principem této metody je obloukové svařování tavící se elektrodou v ochranném plynu využívajícím teplo elektrického oblouku mezi kontinuálně dodávaným drátem (elektrodou) a svařencem.

Poslední část výkresové dokumentace tvoří montážní výkresy jednotlivých podsestav, až do konečné vrcholové sestavy, kterou tvoří kompletní zavěšení předních kol v namontovaném stavu na rámu.

Části výkresové dokumentace:

1. Vrcholová sestava zavěšení předních kol
2. Montážní výkres dílčích podsestav
3. Výkresy dílčích svařenců
4. Dílenské výkresy dílčích komponent



Obr. 6.1: Použité nářadí, [Autor]

6.1 Montáž

Montáž zavěšení předních kol probíhá v prostorách laboratoře. K montáži je zapotřebí toto nářadí:

- Sada imbusových klíčů
- Sada plochých klíčů
- Kladivo
- Svinovací metr
- Posuvné měřidlo

6.1.1 Postup montáže

Montáž celého zavěšení předních kol lze rozdělit do těchto bodů:

1. Sestavení horních ramen
 - zašroubování Uniballů s jisticí maticí do vložek umístěných v rameni
2. Sestavení spodních ramen
 - zašroubování Uniballů s jisticí maticí do vložek umístěných v rameni
3. Sestavení vzpěrné tyče
 - zašroubování Uniballů s jisticí maticí do vložek umístěných v tyči
4. Sestavení vahadla
 - vložení jehlového ložiska do vahadla a zajištění víkem a 6 šrouby
5. Sestavení těhlice
 - zašroubování držáků ramen do vahadla pomocí šroubů
6. Montáž horního ramene na držáky umístěné na rámu šroubovým spojem
7. Montáž spodního ramene na držáky umístěné na rámu šroubovým spojem
8. Montáž těhlice šroubovým spojem na horní a spodní rameno
9. Montáž tlumicí jednotky do držáku umístěného na rámu šroubem
10. Montáž vahadla zašroubováním závitu jehlového ložiska do držáku na rámu

11. Montáž vzpěrné tyče na spodní rameno šroubovým spojem
12. Spojení vzpěrné tyče a vahadla šroubovým spojem
13. Spojení tlumicí jednotky a vahadla čepem a zajištění pojistným kroužkem
14. Seřízení zavěšení předního kola
 - seřízení výškové polohy rámu pomocí vzpěrných tyčí
 - seřízení tlumiče odpružení na tlumiči
 - seřízení stlačení pružiny na tlumiči
 - seřízení geometrických veličin zašroubováním jednotlivých Uniballů

7 Zhodnocení a doporučení

V diplomové práci bylo navrženo kompletní zavěšení předních kol vozidla Formula Student pro potřeby týmu VŠB-TU Ostrava.

V teoretické části je vedle stručného souhrnu pravidel organizace SAE International, včetně statistických a dynamických disciplín bodovaných během závodních soutěží, rozebrána geometrie zavěšení kol. Správné nastavení geometrie se kladně projeví na jízdních vlastnostech vozidla a životnosti pneumatiky. Jedná se především o následující veličiny: úhel odklonu kola, poloměr rejdu, příklon rejdové osy, záklon rejdové osy, závlek a úhel sbíhavosti.

V další kapitole je rozebrán postup vlastního návrhu vhodné kinematiky zavěšení předních kol, včetně optimalizace výše zmíněných komponent vzhledem k souřadnicím bodů ukotvení ramen v Uniballech. Tyto souřadnice bylo nutno navrhovat tak, aby rozsah optimalizace byl co nejmenší a zároveň, aby bylo možno komponenty držáků Uniballů svařit k rámu co nejbližší uzlovým bodům z důvodu maximální tuhosti celé soustavy. Optimalizace probíhá experimentálně posuzováním křivek průběhu daných veličin při zdvihu kola. Bylo zjištěno, že je třeba optimalizovat změnu rozchodu kol a změnu sbíhavosti kol při propružení předních kol. Tato optimalizace probíhá změnou souřadnic bodů ukotvení ramen v Uniballech až do chvíle, kdy je hodnota změny velikosti jednotlivých veličin při zdvihu kola menší, než kolik činí maximální dovolená hodnota.

Po zvolení vhodných souřadnic bodů uchycení ramen zavěšení v Uniballech se mohlo přejít k vlastnímu konstrukčnímu návrhu všech komponent zavěšení předních kol. Byly navrženy tyto komponenty:

- Dvojice asymetrických ramen
- Vzpěrná tyč odpružení
- Vahadlo
- Tlumič
- Držáky

Konstrukce jednotlivých komponent byla podrobně rozebrána a navržena tak, aby splňovala všechny potřebné parametry. Vedle navržení ramen, vzpěrné tyče a držáků bylo nutno navrhnout celý převod přenosu síly od kola do pružiny. Bylo zvoleno duralové vahadlo s vloženým jehličkovým ložiskem s čepem, který je našroubován na držák umístěný na rámu. Toto řešení se vyznačuje relativní konstrukční jednoduchostí a levnou výrobou. Dále bylo třeba upravit tlumič odpružení vložením jehličkového ložiska místo výrobcem dodávaného

kluzného s nevyhovujícími rozměry. Dalším krokem bylo navržení nejvhodnějšího umístění tlumící jednotky v rámu vozidla. Bylo vybráno řešení, kdy se tlumící jednotka nachází ve střední části rámu a svojí polohou tak dovoluje bezproblémovému zasunutí bezpečnostní šablony. V této kapitole jsou rovněž shrnuty celkové náklady na koupi a výrobu všech komponent potřebných pro montáž celého zavěšení předních kol. Celkové náklady činí 18 000 Kč.

V další kapitole byla provedena optimalizace vybraných komponent na základě funkčnosti a především úspory hmotnosti, která je pro jízdní výkony nejdůležitější. Úpravou prošly ramena, kdy byly trubky o průměru 25 mm nahrazeny průměrem 20 mm. Díky této úpravě klesla hmotnost neodpružených hmot přední nápravy o 1,32 kilogramů. Úpravou prošel také tvar vahadla z hlediska funkčnosti, kdy původní vahadlo při zdvihu kola kolidovalo s tlumičem odpružení. Finální varianty komponent zavěšení předních kol pak byly posléze zkontrolovány pevnostní analýzou.

Pro pevnostní analýzu bylo potřeba zjistit velikost působících sil na jednotlivé komponenty při různých jízdních situacích. Výpočet probíhal výpočtem neodpružených hmot připadajících na přední nápravu, polohy těžiště vozidla a výpočtem sil při jednotlivých jízdních situacích. Pro pevnostní analýzu byl vybrán takový jízdní stav, při kterém působí největší zatížení na zavěšení předních kol. V tomto případě se jednalo o kombinaci stavu brzdění a průjezd směrovým obloukem. Pevnostní analýza probíhala experimentálně numerickou metodou konečných prvků, kdy bylo zjišťováno napětí jednotlivých komponent zavěšení a jejich deformace při zadaných vstupních údajích. Z výsledků je patrné, že všechny navržené součásti s hlediska pevnosti vyhovují. Přesto je doporučeno v příští verzi formule použít materiál s vyšší pevností v tahu a mezí kluzu. Zároveň je nutno volit s ohledem na zjištěné hodnoty pevnostní analýzy Unibally větších rozměrů. Jedná se o Unibally spojující ramena s těhlicí, kde je vhodné volit Uniball s vnitřním závitem nebo Uniball se závitem M10.

V poslední kapitole je rozebrána samotná montáž jednotlivých komponent zavěšení předních kol, která se provádí dle vytvořené výkresové dokumentace. Pro jednotlivé konstrukční celky jsou vytvořeny dílenské výkresy a výkresy podsestav, včetně výkresů svařenců. Finální montáž celého zavěšení předních kol probíhá ručně pomocí vrcholového výkresu, který obsahuje všechny komponenty, včetně spojovacího materiálu. Jednotlivé prvky zavěšení jsou uvedeny v přehledném kusovníku.

8 Závěr

Výstupem diplomové práce je konstrukční návrh nezávislého zavěšení předních kol dle zadaných podmínek a pravidel daných organizací SAE International. Navržené řešení vyhovuje všem nutným podmínkám pro zajištění požadované funkčnosti a bezpečnosti.

Výsledky použité týmem Formula Student VŠB-TU Ostrava:

- Sestavný výkres zavěšení předního kola
- Dílenské výkresy navržených komponent
- Navržení základních rozměrů těhlice
- Odvození polohy zavěšení zadních kol
- Návrh zavěšení zadních kol z důvodu unifikace dílů a výroby

Touto diplomovou prací jsem navázal na své poznatky získané při vypracování bakalářské práce na téma Řešení závěsů nápravy osobního automobilu. Tato oblast studia je mi velmi blízká a rád bych v ní pokračoval v doktorském studiu, kde bych se zaměřil na využívání pokročilých simulačních metod modelování jízdních situací, které by se daly aplikovat i na projekt studentské formule.



Obr. 8.1: Kompletní zavěšení předního kola, [Kolektiv]

Poděkování

Závěrem chci poděkovat vedoucímu diplomové práce, panu Ing. Jakubu Šmirusovi za cenné rady a pomoc při sestavování diplomové práce. Dále také za jeho vedení celého vývojového týmu a zkušenosti s výrobou a montáží komponent zavěšení. Dále doc. Aleši Slívovi, který poskytl rýmu výborné zázemí a své rodině, bez které bych se neobešel.

9 Seznamy

9.1 Seznam obrázků:

Ob.2.1: Vizualizace studentské formule	11
Obr.2.2: Rozložení soutěžních disciplín	13
Obr.2.3: Bodové rozdělení	13
Obr.2.4: Disciplína osmička	17
Obr.2.5: Zavěšení vozu Formule 1	19
Obr.2.6: Zavěšení vozidla Formula Student	20
Obr.2.7: Odklon kola	21
Obr.2.8: Sbíhavost kol	23
Obr.2.9: Poloměr rejdu	24
Obr.2.10: Závlek	25
Obr.2.11: Příklon rejdového čepu	26
Obr.2.12: Konstrukce středu klonění	26
Obr.2.13: Klopný moment	27
Obr.2.14: Střed klonění kola a anti-squat	28
Obr.3.1: Šablona bezpečnostního prostoru	30
Obr.3.2: Určení referenčního bodu na rámu	31
Obr.3.3: Poloha jednotlivých bodů uchycení	33
Obr.3.4: Změna rozchodu kol při propružení závěsů kol	34
Obr.3.5: Změna odklonu kol při propružení závěsů kol	35
Obr.3.6: Změna sbíhavosti kol při propružení závěsů kol	35
Obr.3.7: Změna rozchodu kol po optimalizaci	36
Obr.3.8: Změna sbíhavosti kol po optimalizaci	37
Obr.4.1: Pohled na přední zavěšení vozidla	38
Obr.4.2: Ramena zavěšení	40
Obr.4.3: Sestava vahadla	41
Obr.4.4: Tlumič FOX DHX 5.0	42
Obr.4.5: Konstrukční úprava tlumiče odpružení	43
Obr.4.6: Konstrukční návrh stabilizátoru	44
Obr.4.7: Držáky ramen a tlumiče odpružení	45
Obr.4.8: Bezpečnostní prostor v rámu vozidla	45
Obr.4.9: Umístění tlumičů v horní části rámu	46
Obr.4.10: Umístění tlumičů ve spodní části rámu	46
Obr.4.11: Tlumiče umístění ve střední části rámu	47

Obr.4.12: Zavěšení předních kol s vloženou bezpečnostní šablonou	48
Obr.4.13: Zavěšení předních kol	48
Obr.5.1: Vahadlo upravené, vahadlo před úpravou	50
Obr.5.2: Příčná a podélná poloha těžiště	55
Obr.5.3: Výšková poloha těžiště	56
Obr.5.4: Dynamický koeficient, koeficient bočních sil při přímé jízdě	59
Obr.5.5: Příklady smyků	60
Obr.5.6: Síly působící na vozidlo při průjezdu zatáčkou	65
Obr.5.7: Jízdní stav brzdění	67
Obr.5.8: Vytvořená síť na spodním rameni	72
Obr.5.9: Ukázka působení sil	72
Obr.5.10: Napětí spodního ramene při jízdním stavu 1	73
Obr.5.11: Napětí spodního ramene při jízdním stavu 2	73
Obr.5.12: Posunutí spodního ramene při jízdním stavu 1	74
Obr.5.13: Posunutí spodního ramene při jízdním stavu 2	74
Obr.5.14: Napětí horního ramene při jízdním stavu 1	75
Obr.5.15: Napětí horního ramene při jízdním stavu 2	76
Obr.5.16: Posunutí horního ramene při jízdním stavu 1	76
Obr.5.17: Posunutí horního ramene při jízdním stavu 2	77
Obr.5.18: Napětí ve vzpěrné tyči	78
Obr.5.19: Posunutí vzpěrné tyče	78
Obr.5.20: Napětí ve vahadlu	79
Obr.5.21: Posunutí vahadla	79
Obr.6.1: Použité nářadí	81

9.2 Seznam tabulek:

Tab.2.1: Statické disciplíny	14
Tab.2.2: Dynamické disciplíny	15
Tab.3.1: Hodnoty nastavení geometrie	32
Tab.3.2: Tabulka souřadnic bodů zavěšení	33
Tab.3.3: Tabulka souřadnic bodů zavěšení po optimalizaci	36
Tab.3.4: Shrnutí experimentálního měření geometrie	37
Tab.4.1: Cenové shrnutí zavěšení předních kol	49
Tab.5.1: Základní parametry vozidla	52
Tab.5.2: Hmotnosti jednotlivých komponent	53
Tab.5.3: Součinitel přilnavosti	64
Tab.5.4: Koeficient změny zatížení nápravy při rozjezdu	69
Tab.5.5: Srovnání sil při jednotlivých jízdních situacích	70
Tab.5.6: Zjištěné hodnoty při simulaci	80

9.3 Seznam použité literatury

9.3.1 Práce uveřejněné autorem

[1] KÁLLAI, T. *Řešení závěsu nápravy osobního automobilu*, Ostrava: Vysoká škola báňská, Technická univerzita Ostrava, 2012

[2] Autozine.cz. [Online]. [cit. 2014-03-20]. Dostupné z:

<<http://www.autozine.cz/studenti-vsbtuo-stavi-vlastni-formuli/>>

9.3.2 Knihy a příručky

[3] LENERT, Jiří. *Úvod do metody konečných prvků*. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, Strojní fakulta, 1999, 109 s. ISBN 80-707-8686-8.

[4] VLK, František. *Podvozky motorových vozidel: design for speed*. 3. přeprac., rozš., aktualiz. vyd. Brno: Prof. Ing. František Vlk, DrSc, 2006, 464 s. ISBN 80-239-6464-X.

[5] MILLIKEN W., MILLIKEN D.J.: *Race car vehicle dynamics*. Warrendale, USA, 1995. ISBN 0-8376-0142-8.

- [6] LEINVEBER, J., VÁVRA, P.: *Strojnické tabulky*. Albra – Pedagogické nakladatelství, Úvaly, 2003. ISBN 80-86490-74-2.
- [7] LIŠČÁK, Š., MATĚJKA, R.: *Podvozky cestných vozidel*. EDIS – Vydavateľstvo Žilinskej univerzity, Žilina, 2006. ISBN 80-8070-588-7.
- [8] VLK, F.: *Zkoušení a diagnostika motorových vozidel*. Nakladatelství a zasílatelství Vlk, Brno, 2001. ISBN 80-238-6573-0
- [9] TOMÁŠEK, P. *Návrh zadní nápravy formule SAE*, Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008
- [10] HONZÍK, T. *Návrh přední nápravy formule SAE*, Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008

9.3.3 Internet

- [11] Suspension F1. [Online]. [12.5.2014]. Dostupné na WWW:
<http://formula1.com/inside_f1/understanding_the_sport/5285>
- [12] F3 regulations. [Online]. [12.5.2014]. Dostupné na WWW:
<<http://fiaf3europe.com/en/regulations/index>>
- [13] Topdrive návod pro řidice [Online], [12.5.2014]. Dostupné na WWW:
<<http://www.topdrive.cz/clanky/topdrive-navod-pro-ridice-jak-prezit-zimu> >
- [14] Pravidla Formule Student. [Online]. [12.5.2014]. Dostupné na WWW:
<http://students.sae.org/cds/formulaseries/rules/2014_fsae_rules.pdf>
- [15] Suspension F1. [Online]. [12.5.2014]. Dostupné na WWW:
<http://formula1.com/inside_f1/understanding_the_sport/5285>
- [16] Lexikon A-Z. [Online]. [12.5.2014]. Dostupné na WWW:
<cs.autolexicon.net/articles/>

9.4 Seznam příloh

Název	Označení	Formát
A Výkres vrcholové sestavy	DP-2013.01.0	A2
B Výkres vahadla	DP-2013.01.18-19	A2
C Pohled přední		A4
D Pohled boční		A4
E Zavěšení 1		A4
F Zavěšení 2		A4
G Vyrobené zavěšení		A4
H Datový nosič		DVD

9.5 Použitý software

Autodesk Inventor 2014

AutoCAD Mechanical 2014

Microsoft Office Word 2007

Microsoft Office Excel 2007

Zoner Photo Studio 14